



Підручники
та навчальні посібники
для студентів вищих
навчальних закладів

Дідур В. А.
Журавель Д. П.
Палішкін М.А.
Міщенко А.В.
Борхаленко Ю.О.

ГІДРАВЛІКА

За редакцією академіка АН ВШУ,
доктора технічних наук,
професора В.А. Дідура

*Рекомендовано Міністерством аграрної політики та
продовольства України як підручник для підготовки фахівців
ОКР «Бакалавр» напрямку 6.100102 «Процеси, машини та
обладнання агропромислового виробництва» в аграрних вищих
навчальних закладах II-IV рівнів акредитації*

2015

ББК 34.42

УДК 631.3;632.22(075.8)

Д44

Рекомендовано Міністерством аграрної політики та продовольства України як підручник для підготовки фахівців ОКР «Бакалавр» напряму 6.100102 «Процеси, машини та обладнання агропромислового виробництва» у вищих навчальних закладах II-IV рівнів акредитації (Лист № 37-18-1-13/19621 від 25.12.2014 р.)

Рецензенти:

О.М. Мороз - д.т.н., проф. завкафедри електропостачання та енергетичного менеджменту Харківського НТУСГ імені Петра Василенка;

В.І. Дуганець - к.т.н., доц., завкафедри тракторів, автомобілів та енергетичних засобів, перший проректор Подільського ДАТУ;

Д44 Дідур В.А., Журавель Д.П., Палішкін М.А., Міщенко А.В., Борхаленко Ю.О. Гідравліка. Підручник. - 2015. – 546 с.; 264 іл.

ISBN 966-685-147-4

На підставі багаторічного досвіду педагогічної та наукової роботи у сфері механіки рідини авторами підручника викладені основи загальної гідравліки та її інженерні додатки, призначені для студентів інженерних спеціальностей агротехнічних вузів. Викладені загальні питання теорії рівноваги і руху рідини, а також методи гідравлічного розрахунку напірних і безнапірних трубопроводів. Розглянуто конструкцію та принцип дії лопатевих насосів, об'ємних гідромашин. Подані методи розрахунку і способи вибору елементів гідравлічних приводів, що входять до них.

Підручник може бути використаний фахівцями проектних організацій при розробці проектів гідротехнічних споруд, систем сільськогосподарського водопостачання та меліорації, а також при проектуванні та використанні гідропневмоприводів.

ББК 34.42

ISBN 966-685-147-4

© Дідур В. А., Журавель Д. П., Палішкін М.А., Міщенко А.В., Борхаленко Ю.О. 2015

© Видавництво _____ 2015

ЗМІСТ

ПЕРЕДМОВА	10
1. ГІДРОМЕХАНІКА	11
1.1. Вступні відомості	11
1.1.1. Короткий історичний огляд розвитку гідравліки.....	12
1.1.2. Основні фізичні властивості рідин.....	13
1.1.3. Сили, які діють на рідину	18
1.2. Гідростатика	19
1.2.1. Предмет вивчення гідростатики. Гідростатичний тиск, його види і властивості.....	19
1.2.2. Диференціальні рівняння рівноваги рідини (рівняння Ейлера)	24
1.2.3. Основне рівняння гідростатики.....	26
1.2.4. Гідростатичний напір, п'єзометрична та вакуумметрична висота	28
1.2.5. Відносна рівновага рідин	31
1.2.6. Поверхні однакового тиску	33
1.2.7. Прилади для вимірювання тиску.....	34
1.2.8. Епюри гідростатичного тиску	38
1.2.9. Сила гідростатичного тиску	40
1.2.10. Рівновага рідин у сполучених посудинах	46
1.2.11. Закон Паскаля	47
1.2.12. Закон Архімеда. Основи теорії плавання тіл.....	48
1.2.13. Використання законів гідростатики.....	51
1.3. Гідродинаміка	53
1.3.1. Загальні положення	53
1.3.2. Потік рідини та його елементи	55
1.3.3. Рівняння нерозривності потоку рідини.....	59
1.3.4. Основне рівняння гідродинаміки (рівняння Д. Бернуллі)	61
1.3.5. Геометричне зображення (інтерпретація) рівняння Бернуллі	64
1.3.6. Фізична суть рівняння Бернуллі	66
1.3.7. Умови та приклади застосування рівняння Бернуллі	67
1.3.8. Основне рівняння рівномірного руху рідин	69
1.3.9. Режими руху рідин	70
1.3.10. Гідромеханічна подібність.....	76

1.3.10.1. Моделювання гідравлічних явищ.....	76
1.3.10.2. Критерії подібності.....	78
1.3.10.3. π -теорема і її застосування	79
1.3.11. Гідравлічні опори	81
1.3.11.1. Види гідравлічних опорів і їх вплив на напір рідини.....	81
1.3.11.2. Втрати напору в місцевих опорах	81
1.3.11.3. Втрати напору в опорах по довжині.....	84
1.3.11.4. Коефіцієнт гідравлічного тертя. Коефіцієнт опору системи.....	89
1.3.12. Гідравлічний розрахунок напірних трубопроводів.....	94
1.3.12.1. Задачі розрахунку, класифікація трубопроводів і основні загальні розрахункові залежності.....	94
1.3.12.2. Гідравлічно короткі трубопроводи.....	96
1.3.12.3. Гідравлічно довгі трубопроводи.....	97
1.3.12.4. Розрахунок тупикової та кільцевої мережі	101
1.3.12.5. Гідравлічний удар у трубопроводах.....	105
1.3.12.6. Гідравлічний таран	108
1.3.13. Витікання рідини через отвори й насадки	109
1.3.13.1. Явище витікання, класифікація отворів і насадок та задачі, які при цьому виникають	109
1.3.13.2. Методика гідравлічних розрахунків при різних видах витікання рідин	110
1.3.14. Гідравлічні струмини	118
1.3.15. Рух рідин у каналах та інших відкритих руслах	124
1.3.16. Водозливи	129
1.3.17. Фільтрація рідини. Закон Дарсі.....	133
1.4 Приклади задач.....	138
1.5. Контрольні запитання	146
2. ДИНАМІЧНІ НАСОСИ	149
2.1. Призначення та будова насосів	149
2.1.1. Класифікація насосів.....	149
2.1.2. Принцип дії та конструкції лопатевих насосів.....	150
2.1.2.1. Відцентрові насоси.....	150
2.1.2.2. Осьові насоси.....	165
2.1.2.3. Діагональні насоси	170
2.2. Робочий процес лопатевих насосів	171
2.2.1. Робочі параметри насосів.....	171
2.2.2. Основне рівняння лопатевих насосів	176
2.2.3 Подібність лопатевих насосів. Формули	

перерахунку і коефіцієнт швидкості.....	180
2.2.4. Кавітація в насосах. Допустима висота всмоктування	185
2.3. Характеристики і режими роботи лопатевих насосів	189
2.3.1 Характеристики насосів	189
2.3.2 Зміна характеристик насоса при зміні частоти обертання і геометричних розмірів робочого колеса	195
2.4. Спільна робота насосів і мережі.....	201
2.4.1. Характеристика трубопроводу і визначення режиму роботи насоса.....	201
2.4.2. Паралельна і послідовна робота насосів.....	205
2.4.3 Спільні характеристики відцентрових насосів, встановлених у водозабірних свердловинах	209
2.4.4 Спільні характеристики роботи паралельно включених насосів і водовода складного профілю.....	212
2.4.5 Регулюванням роботи насосів	213
2.5 Динамічні насоси тертя.....	217
2.6. Приклади задач.....	225
Контрольні запитання	228
3. ОБ'ЄМНІ ГІДРОМАШИНИ.....	230
3.1. Основні поняття і технічні характеристики гідравлічних машин	230
3.2. Роторні гідромашини	234
3.3. Поршневі гідромашини.....	243
3.4. Пластинчасті гідромашини.....	251
3.5. Поворотні гідромашини (гідродвигуни).....	258
3.6. Роторно-обертальні гідромашини	261
3.7 Приклади задач.....	280
3.8. Контрольні запитання	282
4. КОМПЛЕКСНА ГІДРОФІКАЦІЯ.....	284
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОЇ ТЕХНІКИ	284
4.1. Загальні відомості про гідроприводи.....	284
4.2. Об'ємний гідропривод	285
4.2.1. Загальні визначення й основні параметри	285
4.2.2. Принцип дії об'ємного гідропривода.....	289
4.2.3. Класифікація і типові схеми об'ємних гідроприводів.....	295
4.2.4. Регулювання об'ємного гідропривода	300
4.2.5. Основи розрахунку об'ємного гідропривода	310
4.2.6. Застосування об'ємного гідроприводу в	

сільськогосподарській техніці.....	321
4.3. Гідродинамічні і гідромеханічні передачі	332
4.3.1. Принцип дії гідродинамічної передачі	332
4.3.2. Гідромuftи	333
4.3.3. Гідротрансформатори	339
4.3.4. Використання гідродинамічних передач на мобільній сільськогосподарській техніці	349
4.4. Приклади задач.....	353
4.5. Контрольні запитання	357
5. ОСНОВИ ГІДРОМЕХАНІЗАЦІЇ.....	359
5.1. Гідропневмотранспорт.....	359
5.1.1. Основні відомості і класифікація	359
5.1.2. Основні фізико-механічні властивості і реологічні параметри гідросумішей	361
5.1.3. Транспортуюча спроможність потоку.....	366
5.1.4. Напірний і безнапірний гідропневмотранспорт	368
5.1.5. Основні методи розрахунку гідротропневмотранспорту	369
5.2. Меліорація і механізація зрошення.....	371
5.2.1. Зрошувальні меліорації.....	371
5.2.1.1. Загальні відомості.....	371
5.2.1.2. Зрошувальна система та її елементи	374
5.2.1.3. Механізація зрошення (поливів)	383
5.2.2. Осушувальні меліорації	400
5.3. Приклади задач.....	404
5.4. Контрольні запитання	410
6. СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКЕ ВОДОПОСТАЧАННЯ.....	411
6.1. Водопостачання населених пунктів	411
6.1.1. Системи і схеми водопостачання	411
6.1.2. Визначення потреби води	415
6.1.3 Режим водоспоживання та визначення розрахункових витрат	421
6.1.4 Режим роботи споруд системи водопостачання, розрахункові напори	424
6.2. Водопровідні мережі та водоводи.....	431
6.2.1. Водоводи і їх розрахунок.....	431
6.2.2. Розвідні водопровідні мережі	433
6.2.3. Гідравлічний розрахунок розподільних водопровідних мереж.....	436
6.2.4. Труби для водопроводів.....	444

6.2.5. Водопровідна арматура, споруди на мережі. Деталювання мережі	448
6.2.6. Регулюючі та запасні споруди.....	454
6.3. Джерела сільськогосподарського водопостачання та водозабірні споруди	463
6.3.1. Водні ресурси України.....	463
6.3.2. Джерела сільськогосподарського водопостачання	468
6.3.3. Підземні води. Споруди для захоплення підземних вод і їх розрахунок	469
6.3.4. Споруди для забору води з поверхневих джерел	477
6.3.5 Санітарна охорона джерел водопостачання та водопровідних споруд.....	486
6.4. Способи поліпшення якості води.....	487
6.4.1. Вимоги до якості води.....	487
6.4.2. Основні методи очищення води	490
6.4.3. Коагулювання води	495
6.4.4. Відстоювання води. Відстійники	498
6.4.5. Фільтрування води	502
6.4.6. Знезараження води	508
6.4.7. Способи поліпшення якості природних вод.....	511
6.4.8. Автоматизація систем водопостачання	517
6.5. Внутрішній водопровід.....	518
6.5.1. Призначення та схеми внутрішніх водопроводів житлових будинків	518
6.5.2. Внутрішні водопроводи тваринницьких ферм.....	522
6.5.3. Водопостачання теплиць, парників і виробничих будівель по зберіганню та переробці сільськогосподарської продукції.....	525
6.6. Приклади задач.....	525
6.7 Контрольні запитання	528
Список використаних джерел.....	530
ДОДАТКИ	535

ПЕРЕДМОВА

Підручник призначається для підготовки фахівців ОКР «Бакалавр» напряму 6.100102 «Процеси, машини та обладнання агропромислового виробництва» у вищих навчальних закладах II-IV рівнів акредитації. Підручник може бути корисним при підготовці фахівців ОКР «Бакалавр» за напрямами 6.100101 «Енергетика та електротехнічні системи в агропромисловому комплексі» та 6.050503 «Машинобудування».

Метою вивчення дисциплін, висвітлених у підручнику, є надання майбутнім фахівцям відповідних спеціальностей знань законів гідравліки, які забезпечать у майбутньому кваліфіковану експлуатацію гідравлічних систем і машин, що застосовуються для гідромеханізації в сільській, комунальній і виробничій сферах.

Задачею вивчення названих дисциплін є забезпечення всіма методами вищої школи вміння та знань студентами питань гідравлічних розрахунків, проектування гідравлічних систем та їх кваліфікованої експлуатації.

Необхідність видання підручника обґрунтовується повною або частковою відсутністю у відповідних навчальних закладах підручників з державною мовою викладення матеріалу, які відповідали б програмам дисциплін для вищеназваних спеціальностей.

Посібник містить такі розділи: “Гідромеханіка”, “Динамічні насоси”, “Об’ємні гідромашини”, “Комплексна гідрофікація сільськогосподарської техніки”, “Основи гідромеханізації”, “Сільськогосподарське водопостачання”. Кожен з названих розділів присвячений, по суті, окремій галузі науки, які в спеціальних навчальних закладах вивчаються як окремі дисципліни. Безумовно, такий підхід викликав певні труднощі щодо написання саме такого підручника, але і дозволив сподіватися, що, окрім названих, підручник буде корисним і для студентів інших спеціальностей, у тому числі машинобудівних, а також для фахівців з проектування гідроспоруд, систем зрошення, гідропневмоприводів, їх елементів та для фахівців з використання гідрофікованої техніки.

Перший, третій, четвертий і п’ятий розділи підручника написані сумісно В. А. Дідуром та Д.П. Журавлем; другий і шостий розділи підручника написані сумісно М.А. Палішкіним, А.В. Міщенком, Ю.О. Борхаленком.

Авторські права на матеріал, який міститься в окремих розділах, здійснюються кожним автором самостійно.

Автори висловлюють щире подяку за науково-методичну допомогу в підборі необхідного матеріалу рецензентам д.т.н., проф. Морозу О.М., к.т.н., доц. В.І. Дуганцю за подані корисні поради при рецензуванні цього підручника.

1. ГІДРОМЕХАНІКА

1.1. Вступні відомості

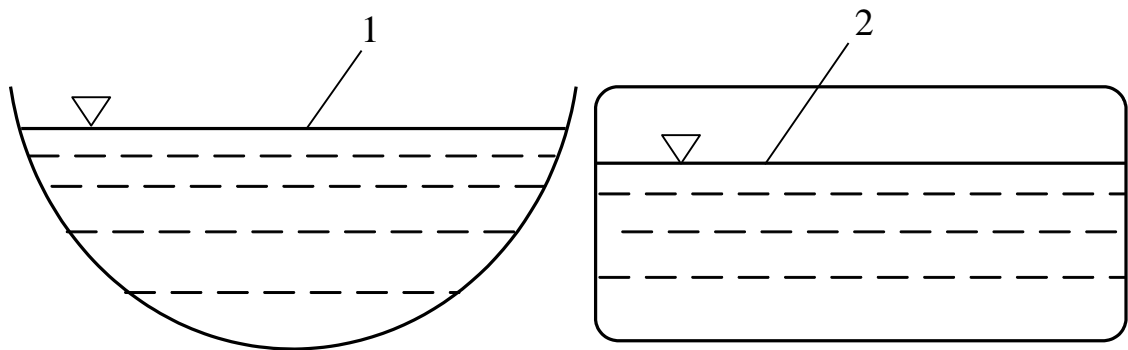
Гідравліка – наука, в якій вивчаються закони рівноваги та руху рідин і методи застосування цих законів в інженерній практиці.

Термін “гідравліка” походить від сполучення двох грецьких слів: “hydōr” – вода і “aulos” – труба, що в минулому відображало рух води в трубах. З розвитком науки гідравліка почала вивчати, крім руху води, рівновагу та рух інших рідин не тільки в трубах, а й у інших посудинах та відкритих руслах – каналах і річках.

У гідравліці вивчаються краплинні рідини, тобто рідини, які здатні утворювати краплини (на відміну від газів, які на це не здатні). Краплинні рідини є нестискальні.

Краплинні рідини мають вільну поверхню, тобто поверхню розділу рідини з газами (повітрям) (рис. 1.1).

Гідравліка складається з двох частин – гідростатики, в якій вивчається рівновага рідин, та гідродинаміки, в якій вивчається рух рідин. Базовими науками для гідравліки є вища математика, фізика, теоретична механіка та опір матеріалів.



1 – у відкритій посудині (руслі); 2 – у закритій посудині; ▽ – рівень рідини

Рисунок 1.1 - Вільна поверхня рідини:

У свою чергу гідравліка є базовою для наук гідротехнічного спрямування, а також наук з проектування, виготовлення чи будівництва та експлуатації насосів, гідродинамічних передач, гідроприводів, гідротурбін, систем сільськогосподарського водопостачання та гідромеліоративних систем.

1.1.1. Короткий історичний огляд розвитку гідравліки

Гідравліка – одна з найдавніших наук, розвиток якої можна умовно поділити на кілька етапів.

На першому етапі становлення гідравліки – від найдавніших часів до 250 р. до н. е. – людство накопичувало знання про практичне використання води як найпоширенішої рідини в природі. За 7 тис. років до н. е. вже існували пристрої для піднімання води, зрошувальні системи. Стародавні греки й римляни мали добрі судна, системи водопостачання для своїх міст тощо. За 4 тис. років до н. е. у Стародавньому Єгипті й за 1 тис. років до н. е. в Сирії і Китаї будувалися греблі й млини на ріках, зрошувальні системи.

Другий етап пов'язаний з іменем Архімеда, який написав трактат “Про плаваючі тіла” (250 р. до н. е.). У XV ст. з'являються нові праці з гідравліки, що належали Леонардо да Вінчі, але, побачивши світ лише через 400 років, вони не були своєчасно використані. У 1585 р. голландський учений Сімон Стевін опублікував трактат “Начала гідростатики”, а Галілео Галілей у 1612 р. – трактат “Про тіла, що знаходяться у воді, і про ті, що в ній рухаються”. Значний внесок у розвиток гідравліки зробили й учні Галілео Галілея. Так, Торрічеллі відкрив закон витікання рідини з отворів (1643 р.), Блез Паскаль – закон передавання тиску в рідині (1650 р.). Властивості рідин вивчали Ісаак Ньютон, А. Сен-Венан і ряд інших учених. У 1738 р. Д. Бернуллі вивів своє відоме рівняння, яке є застосуванням закону збереження енергії до рухомої рідини, відкритого М. В. Ломоносовим.

Леонард Ейлер розробив теоретичні основи гідромеханіки, запропонував її головні рівняння. Його наукові здобутки поклали початок третьому етапу розвитку гідравліки.

Розвиток наближених методів розв'язання практичних задач інженерної гідравліки можна умовно віднести до четвертого етапу. Провідна роль тут належить французьким інженерам А. Шезі, А. Дарсі, А. Базену, а з російських учених – П. Петрову, Г. Шухову.

П'ятий етап – поглиблене вивчення фізичних властивостей рідин ученими Ж. Пуазейлем, Г. Хагеном, Д. І. Менделєєвим, О. Рейнольдсом, розроблення основ теорії подібності – започаткував розвиток прикладної гідромеханіки. Так, у

1823 р. А. Нав'є, а в 1845 р. Г. Стокс склали рівняння руху в'язкої рідини. Г. Гельмгольц у 1858 р. встановив основні властивості вихрового руху рідин.

На початку ХХ ст. виникла гідроаеродинаміка, яка базувалася на працях професора М. Є. Жуковського, академіка С. О. Чаплигіна, Людвіга Прандтля, Теодора Кармана, Отто Тіт'єнса. Гідроаеродинаміка, що визначала бурхливий розвиток авіації, значно вплинула й на розвиток гідравліки. На шостому етапі були розроблені теорія гідравлічного удару, теорія гребного гвинта суден, заснована російська школа теорії фільтрації, з'явилися гідродинамічна теорія мащення, теорія нерівномірного руху рідин у відкритих руслах (Б. О. Бахметєв, М. М. Павловський).

Засновником сучасного, сьомого, етапу розвитку гідравліки вважається академік М. М. Павловський, який розвинув теорію фільтрації, дав метод електрогідродинамічних аналогій (ЕГДА), розв'язав ряд інших питань гідравліки. Значний вклад у розвиток гідравліки в цей період внесли вчені Й. І. Агроскін, О. Н. Ахутін, М. Т. Башта, М. А. Великанов, М. М. Гришін, Ю. М. Дадєнков, Є. О. Замарін, І. О. Кібель, М. Є. Кочин, М. В. Кірпічов, Л. С. Лейбензон, А. І. Некрасов, Г. А. Нікітін, П. Я. Полубарінова-Кочина, Г. Ф. Проскура, Г. Й. Сухомел, А. О. Угінчус, С. О. Хрістіанович, М. Д. Чертоусов, Р. Р. Чугаєв та багато інших учених.

Значний внесок у розвиток гідравліки зроблений вченими та інженерами України. Так, ще в 1111 р. на р. Дніпро був побудований наплавний міст, який став безпосередньою реалізацією законів гідравліки на практиці.

Яскравим прикладом практичної реалізації законів гідравліки є Дніпровський гідроенергетичний комплекс, який складається з 5 великих та понад 150 малих гідроелектростанцій, побудованих в Україні.

Безумовно, теоретичною базою для названих гідротехнічних споруд були закони гідравліки, застосування яких тепер здійснюється українськими вченими та інженерами-гідротехніками в процесі їх експлуатації.

1.1.2. Основні фізичні властивості рідин

Рідини – це речовини, що знаходяться в конденсованому агрегатному стані, проміжному між твердим і

газоподібним. Це визначення в більш вузькому розумінні стосується краплинних рідин. Такі рідини не мають своєї форми, а набирають форми об'єму тієї посудини, в яку вони налиті.

Основними фізичними властивостями краплинних рідин є густина, питома вага, стисливість, об'ємне розширення і в'язкість. Крім того, рідини характеризуються великою рухливістю частинок внаслідок незначних сил міжмолекулярного зчеплення, великим опором стисненню й незначним опором розриванню.

Густина ρ , кг/м³, – це маса рідини в одиниці її об'єму. Густина рідин визначається за формулою

$$\rho = M / W, \quad (1.1)$$

де M – маса рідини, кг; W – об'єм рідини, м³

Наприклад, при температурі 4 °С густина води $\rho = 1000$ кг/м³.

Питома вага γ , Н/м³, – це вага рідини в одиниці її об'єму. Питома вага рідини визначається за формулою

$$\gamma = G / W, \quad (1.2)$$

де G – вага рідини, Н

Наприклад, при температурі 4 °С питома вага води $\gamma = 9810$ Н/м³. Враховуючи, що згідно з другим законом Ньютона $G = Mg$ і підставивши значення G в рівняння (1.2), одержимо:

$\gamma = \frac{M}{W} \cdot g$, а оскільки відношення $\frac{M}{W}$ є густиною рідини, то між питоною вагою і густиною рідини існує зв'язок, який описується формулою

$$\gamma = \rho \cdot g, \quad (1.3)$$

де g – прискорення вільного падіння, м²/с. У розрахунках приймається $g = 9,81$ м/с².

Стисливість – властивість рідин змінювати об'єм при зміні тиску. Стисливість рідин характеризується **коефіцієнтом об'ємного стиснення β_w** , 1/Па, значення якого описується формулою

$$\beta_w = -\frac{\Delta W}{W_0} \cdot \frac{1}{\Delta p}, \quad (1.4)$$

де ΔW – зміна об'єму рідини, м³; W_0 – початковий об'єм рідини, м³; Δp – зміна тиску, Па (Н/м²).

Знак мінус у рівнянні (1.4) показує, що збільшенню тиску відповідає зменшення об'єму рідини.

Величина, зворотна коефіцієнту об'ємного стиснення, називається **модулем об'ємної пружності** рідини E , Па, тобто $E =$

$1/\beta_w$.

Наприклад, для води при температурі $4\text{ }^{\circ}\text{C}$ $\beta_w = (2 \cdot 10^9)^{-1} \text{ Па}^{-1}$, а $E = 2 \cdot 10^9 \text{ Па}$. Таким чином, це дає можливість воду, як і інші краплинні рідини, у більшості випадків вважати нестисливою.

Температурне розширення – властивість рідин змінювати свій об’єм при зміні температури. Температурне розширення рідини характеризується **коефіцієнтом температурного розширення** β_t , значення якого описується формулою

$$\beta_t = \frac{\Delta W}{W_0} \cdot \frac{1}{\Delta t}, \quad (1.5)$$

де Δt – зміна температури, $^{\circ}\text{C}$. Наприклад, для води при температурі $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ і тиску 10^5 Па $\beta_t = 0,00015\text{ }^{\circ}\text{C}^{-1}$, що свідчить про незначимість зміни об’єму як води, так і інших рідин при реальних незначних коливаннях температури і тиску.

В’язкість – здатність рідини чинити опір відносному зсуву своїх частинок під дією зовнішніх сил.

На основі експериментів встановлено, що при русі рідини швидкість її в різних точках потоку різна. Так, якщо розглядати рух рідини між двома паралельними пластинами нескінченної довжини (рис. 1.2), одна з яких нерухома, а інша рухається зі швидкістю u , то виявиться, що швидкість руху кожної точки (кожного шару) рідини пропорційна відстані точки (шару) рідини y від нерухомої пластини. Внаслідок цього між шарами виникають відносні зсуви зі швидкістю Δu , що приводить до виникнення сил внутрішнього тертя. Вперше наявність внутрішнього тертя в рідині була відзначена І. Ньютоном ще у 1687 р. в гіпотезі про те, що сила внутрішнього тертя між шарами рідини залежить від властивостей рідини, пропорційна площі поверхні дотику шарів (площі тертя), відносній швидкості руху й не залежить від зовнішнього тиску. Достовірність гіпотези доказана І. Ньютоном у його праці “Тертя в машині і вплив змащувальної рідини”. Ним же була запропонована й залежність для сили внутрішнього тертя:

$$T = \mu S \frac{\Delta u}{\Delta y} = \mu S \frac{du}{dy}, \quad (1.6)$$

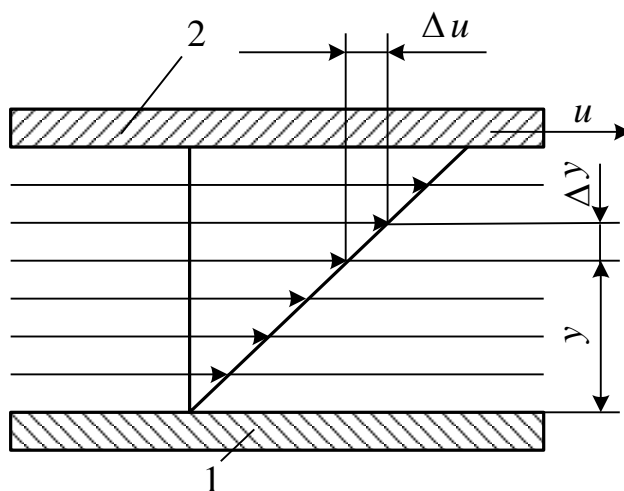
де μ – коефіцієнт в’язкості (динамічна в’язкість); S – площа поверхні контактуючих шарів рідини; $\Delta u/\Delta y$ – градієнт швидкості по нормалі до напрямку руху; Δu – швидкість зсуву одного шару відносно другого; Δy – відстань між осями двох суміжних шарів.

З рівняння (1.6) випливає, що сила внутрішнього тертя $T = 0$

при $\Delta u = du = 0$. Таким чином, можна зробити висновок, що в'язкість виявляється лише під час руху рідини. Розділивши рівняння (1.6) на площу S , дістанемо напруження тертя τ :

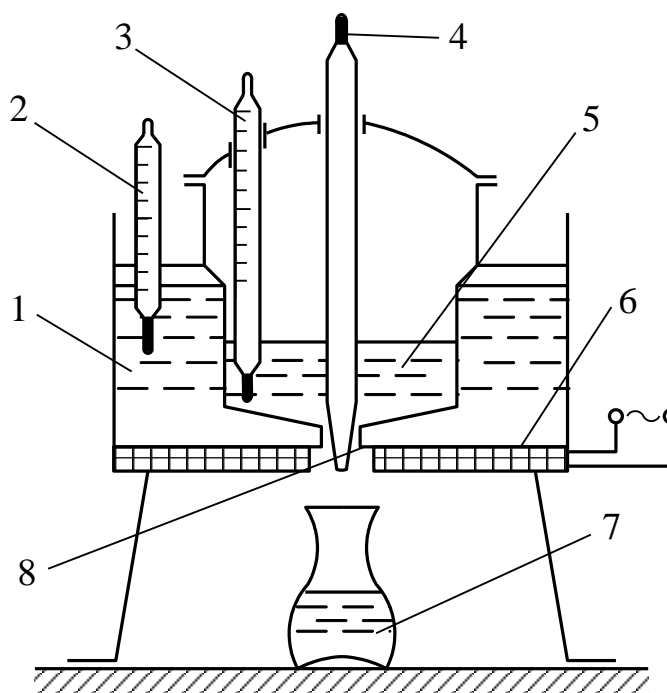
$$\tau = T/S = \pm \mu \Delta u / \Delta y = \pm \mu du / dy. \quad (1.7)$$

З останньої формули $\mu = \tau dy / du$, звідки випливає, що розмірність μ в системі CI є (Па·с). Десяту частку цієї одиниці (0,1 Па·с) називають **пуазом** (П) на честь професора Ж. Пуазейля. Для більшості рідин динамічна в'язкість μ практично не залежить від тиску і градієнта швидкості, але на неї помітно впливає температура. У додатку 1 наведені значення одиниць, які відрізняються від одиниць у системі CI і тих, які прийняті в цьому підручнику.



1 – нерухома пластина; 2 – рухома пластина

Рисунок 1.2 - Епюра швидкостей у рідині



1 – водяна баня; 2,3 – термометри; 4 – запірні голка; 5 – посудина з досліджуваною рідиною; 6 – нагрівальні елементи; 7 – приймальна посудина; 8 – калібрований отвір

Рисунок 1.3 - Віскозиметр Енглера для визначення в'язкості рідин

Розділимо динамічну в'язкість на густину рідини й одержимо **кінематичну в'язкість**:

$$\nu = \mu / \rho. \quad (1.8)$$

Розмірність кінематичної в'язкості – м²/с.

Величину 1·10⁻⁴ м²/с називають **стоксом** (1 Ст = 1 см²/с) на честь англійського вченого Г. Стокса.

Кінематична в'язкість води (см²/с) при атмосферному тиску може бути знайдена за формулою Ж. Пуазейля:

$$\nu = \frac{0,0178}{1 + 0,337t + 0,0002t^2}, \quad (1.9)$$

де t – температура, °С.

Як видно з цієї формули, зі зростанням температури в'язкість води зменшується.

Вимірюють в'язкість рідини віскозиметрами (рис. 1.3). Працюють вони за таким принципом: у посудину 5 заливають 200 мл досліджуваної рідини, а потім за допомогою електропідігрівання підвищують її температуру до 20 °С. Термометри 2 і 3 призначені для контролю за температурою водяної бані 1 і досліджуваної рідини. Піднявши запірну голку 4, вимірюють час витікання рідини через калібрований отвір 8 у посудину 7. Частка від ділення часу витікання досліджуваної рідини T_p на час витікання такої ж кількості дистильованої води T_v температурою 20 °С характеризує її в'язкість у градусах Енглера:

$$^{\circ}E = T_p / T_v. \quad (1.10)$$

Перерахунок в'язкості, вираженої в градусах Енглера, у кінематичну здійснюється за формулою

$$\nu = (0,0731^{\circ}E - 0,0631/^{\circ}E)10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}. \quad (1.11)$$

У таблиці 1.1 наведена кінематична в'язкість деяких рідин, які широко застосовуються.

Таблиця 1.1 - Кінематична в'язкість (ν) рідин

Рідина	t , °С	ν , Ст	Рідина	t , °С	ν , Ст
Гліцерин			Бензин	15	0,006
безводний	20	11,89	Газ	18	0,025
Вода	15	0,0152	Нафта	18	0,25...1,4
Мазут	18	20,0	Патока	15	420
Масло АМГ-10	50	0,10	Спирт етиловий	18	0,00155
Ртуть	15	0,0011			

Капілярність – здатність рідин підніматися або опускатися в трубках малого діаметра (капілярах).

Обумовлене це явище силою поверхневого натягу рідини, внаслідок чого в капілярах поверхня рідини набирає викривленої форми (меніск). Рідина, яка змочує стінки капіляра (наприклад вода зі склом), має увігнутий меніск, і вода по такому капіляру піднімається (внаслідок того, що сила взаємодії між частками рідини й стінками капіляра більша, ніж між частками всередині рідини). Рідина, яка не змочує стінки капіляра (наприклад ртуть зі склом) має випуклий меніск, і ртуть по такому капіляру не піднімається (внаслідок того, що сила взаємодії між частками й стінками капіляра менша, ніж між частками всередині рідини). Висота підняття чи опускання рідини в капілярах визначається за формулою

$$h_{\text{кап}} = \frac{4\sigma \cdot \cos\theta}{\rho g d}, \quad (1.12)$$

де σ – коефіцієнт поверхневого натягу (при $t = 20^\circ\text{C}$ і контакті з повітрям дорівнює: для води – 0,081; для бензину – 0,021; для ртуті – 0,541; для мастил – 0,035...0,038); θ – кут між дотичною до вільної поверхні (поверхні меніска) у точці перетину меніска зі стінкою й самою стінкою капіляра (для води й скла $\theta = 0^\circ$, для ртуті й скла $\theta = 50^\circ$); d – діаметр капіляра, м. При температурі 20°C у трубці діаметром d висота капілярного підняття води складає $h_{\text{кап}} \approx 30/d$ мм; спирту – $h_{\text{кап}} \approx 11,5/d$ мм, а ртуті – $h_{\text{кап}} \approx 10,15/d$ мм.

За законами капілярності рухаються ґрунтові води, міжпластові води у водоносних пластах.

Слід відзначити, що інколи для розв’язування практичних задач необхідно відмовитися від деяких фізичних властивостей рідини. Тільки в такому випадку стає можливим (або більш простим) математичне описання того чи іншого явища. Для цього використовують модель *ідеальної* рідини. Ідеальна рідина – це рідина, що вважається нестисливою й не може розширюватися, у ній абсолютно відсутня в’язкість.

1.1.3. Сили, які діють на рідину

На рідину, що знаходиться в стані рівноваги чи руху, діють внутрішні й зовнішні сили. Внутрішні (міжмолекулярні) – це сили,

що діють між частками рідини всередині її, і в гідравліці вони не враховуються. Зовнішні – це сили, які обумовлені зовнішніми факторами. Зовнішні сили, що діють на рідину, поділяються на масові й поверхневі.

Масові сили – це сили, які діють на кожен частку рідини, тобто сили, розосереджені по всій масі рідини. Їх ще називають об’ємними силами. До масових сил належать сила тяжіння (ваги) та сила інерції.

Поверхневі сили – це сили, прикладені до поверхні, яка обмежує рідину, або до поверхні, проведеної довільно всередині рідини. До поверхневих сил належать нормальна до поверхні рідини сила тиску P , наприклад сила атмосферного тиску та сила тиску суміжних шарів рідини (по відношенню до шару або об’єму рідини, що розглядаються), а також дотична до поверхні сила тертя.

У стані рівноваги на рідину діють: із масових сил – сила тяжіння (ваги) та сила інерції, із поверхневих сил – нормальна сила тиску та сила тиску суміжних шарів. У стані руху рідини на неї діє, крім вищеперерахованих сил, дотична до поверхні сила тертя.

1.2. Гідростатика

1.2.1. Предмет вивчення гідростатики. Гідростатичний тиск, його види і властивості

Гідростатика – це розділ гідравліки, в якому вивчається рівновага (спокій) рідин і розглядаються методи застосування законів, що описують рівновагу рідин, в інженерній практиці.

В інженерній практиці розглядають два види рівноваги рідин – абсолютну й відносну.

При абсолютній рівновазі рідина і посудина, в якій вона знаходиться, нерухомі відносно Землі. Прикладами абсолютної рівноваги рідини є цистерни, що встановлюються на базах і складах паливно-мастильних матеріалів, різні баки для зберігання рідин, які встановлюють на нерухомих опорах.

При відносній рівновазі рідина нерухома відносно посудини, в якій вона знаходиться, а сама посудина здійснює якийсь вид руху – прямолінійний чи обертовий. Прикладами відносної рівноваги рідини є залізничні цистерни, в яких перевозяться рідини, автобензовози, автомолокозови і т. ін.

Таким чином, об'єктом чи предметом вивчення в гідростатиці є рідина чи її певний об'єм, які знаходяться в стані рівноваги.

Основним параметром, який характеризує стан рівноваги рідини, є гідростатичний тиск.

Гідростатичний тиск p , Па, – це стискуjące напруження, що виникає всередині рідини, яка знаходиться в стані рівноваги. У рідині, яка знаходиться в стані рівноваги, можливий лише один вид напруження – напруження стиснення, і виникає воно під дією сил, про які зазначалося раніше. Гідростатичний тиск – це диференціююча характеристика, тобто він діє в будь-якій точці рідини. Для ілюстрації і теоретичного обґрунтування явища гідростатичного тиску розглянемо деякий об'єм рідини, яка знаходиться в стані рівноваги (рис. 1.4).

Розсічемо уявно цей об'єм рідини площиною А-В на дві частини – нижню I і верхню II, а площу перерізу позначимо через ω .

Уявно відкинемо верхню частину II, а її дію, для збереження рівноваги частини I, замінимо силою P , еквівалентною дії відкинутої частини II на нижню частину I. Відношення сили до площі перерізу буде середнім гідростатичним тиском на площі ω , який описується формулою

$$p_{\text{ср}} = P / \omega. \quad (1.13)$$

Виділимо на площі перерізу ω елементарну площадку площею $\Delta\omega$, на яку буде діяти частка ΔP сили P . Границя відношення елементарної сили ΔP до площі $\Delta\omega$, при наближенні останньої до нуля, називається **гідростатичним тиском у точці** (рис. 1.4 – у точці С), що описується формулою

$$p = \lim_{\Delta\omega \rightarrow 0} \frac{\Delta P}{\Delta\omega}. \quad (1.14)$$

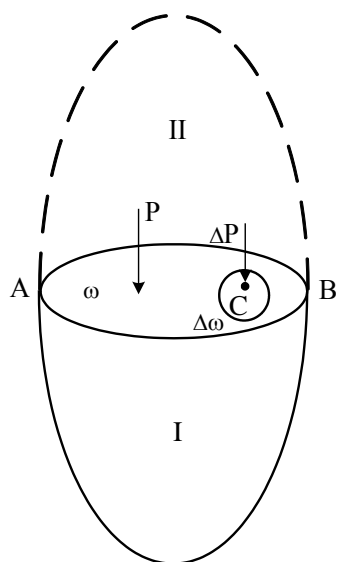


Рисунок 1.4 - Схема до обґрунтування понять середнього гідростатичного тиску й гідростатичного тиску в точці

Крім названої раніше одиниці вимірювання тиску Па ($1 \text{ Па} = \text{Н/м}^2$), у техніці часто застосовуються й такі несистемні одиниці тиску: $1 \text{ технічна атмосфера} = 1 \text{ кгс/см}^2 = 10^4 \text{ кгс/м}^2 = 10^5 \text{ Н/м}^2 \approx 10^5 \text{ Па} \approx 1 \text{ бар} = 736 \text{ мм рт. ст.} = 10000 \text{ мм вод. ст.} = 10 \text{ м вод. ст.}$

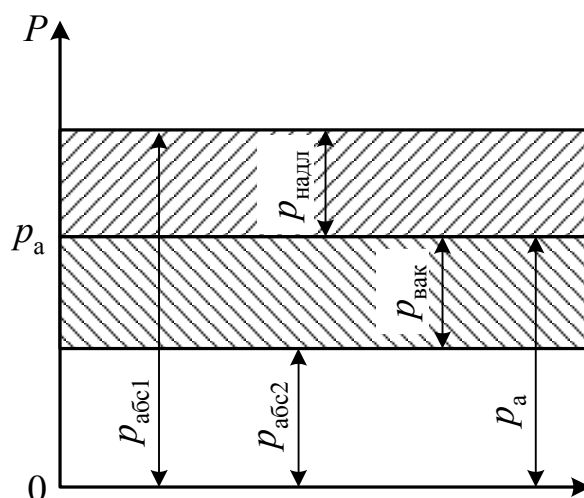


Рисунок 1.5 - Схема до обґрунтування видів тиску

Гідростатичний тиск поділяється на абсолютний, надлишковий (манометричний) і вакуумметричний.

Абсолютний тиск $p_{\text{абс}}$ – це тиск, який відраховується від нульового значення тиску.

Надлишковий (манометричний) тиск p – це тиск, на величину якого абсолютний тиск у точці перевищує атмосферний тиск (рис. 1.5). Його можна визначити за формулою

$$p_{\text{надл}} = p_{\text{абс1}} - p_a, \quad (1.15)$$

де p_a – атмосферний тиск.

Манометричним він називається тому, що вимірюється манометрами. Оскільки в інженерній практиці переважає саме надлишковий тиск, то при його позначенні літера p не супроводжується символом “надл”.

Вакуумметричний тиск $p_{\text{вак}}$ – це тиск, на величину якого абсолютний тиск у будь-якій точці буде меншим за атмосферний тиск (рис. 1.5); його можна визначити за формулою

$$p_{\text{вак}} = p_a - p_{\text{абс2}}. \quad (1.16)$$

Максимальний вакуум (при $p_{\text{абс2}} = 0$) не може бути більшим, ніж атмосферний тиск p_a .

Вакуумметричний тиск має місце в всмоктувальних трубах насосних установок. Слід підкреслити, що **вакуум** (лат. *vacuum* –

розрідження) – це зовсім не порожнина, це тільки недостача абсолютного тиску до атмосферного, і він може мати місце як у газовому середовищі, так і всередині рідини. Слід враховувати й ту обставину, що при малих тисках, наприклад, вода може перетворитися на пару, а тому в трубопроводах (зокрема, в усмоктувальних трубопроводах насосів) не допускається перевищення вакууму більше ніж на 7 м вод. ст.

Гідростатичний тиск характеризується трьома основними властивостями.

Гідростатичний тиск завжди напрямлений по внутрішній нормалі до поверхні, на яку він діє.

Доводиться ця властивість методом від протилежного. Припустимо, що, як і в попередньому випадку, після відкинення частини II від основного об'єму рідини (рис. 1.6) її дія буде замінена силою P , яка напрямлена не по внутрішній нормалі до площини перерізу А-В, а під деяким кутом.

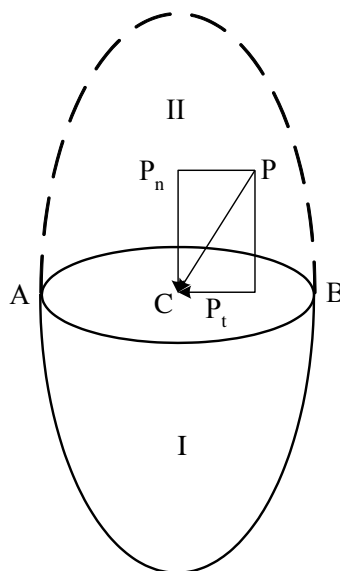


Рисунок 1.6 - Схема до обґрунтування першої властивості гідростатичного тиску

Тоді силу P можна розкласти на дві складові: нормальну (перпендикулярну до площини А-В) P_n і дотичну P_t . Оскільки дотичне напруження має місце тільки в рухомій рідині, то в цьому випадку $P_t = 0$. Тому зроблене нами припущення про напрямлення сили P не по внутрішній нормалі неправильне. Таким чином, сила P (рис. 1.6) діє тільки в напрямку складової P_n , тобто нормально до поверхні А-В. Щодо напрямку її дії, то у випадку зовнішньої нормалі в рідині виникли б розтягуючі зусилля, що викликало б рух усередині рідини, а це суперечить умові рівноваги. Таким чином,

сила гідростатичного тиску завжди діє стискуюче, тобто напрямлена по внутрішній нормалі.

Гідростатичний тиск у будь-якій точці рідини діє однаково по всіх напрямках.

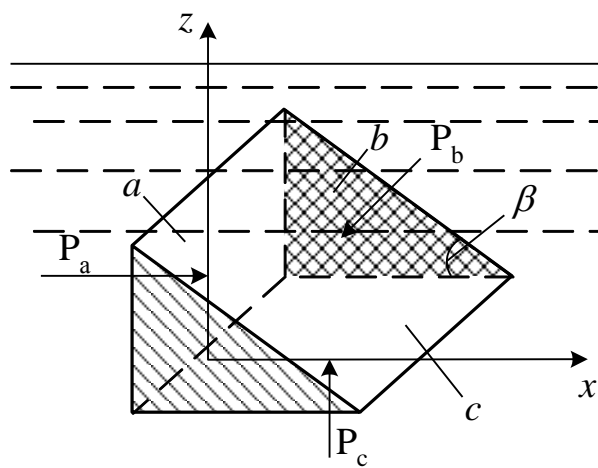


Рисунок 1.7 - Схема до обґрунтування другої властивості гідростатичного тиску

Для обґрунтування цієї властивості виділимо в рідині, яка знаходиться в стані рівноваги, тригранну призму зовсім малих розмірів (рис. 1.7). Припустимо, що на її грані діє різний гідростатичний тиск. Позначимо незаштриховані грані призми: вертикальну – *a*, горизонтальну – *c* і нахилену – *b*. Умовою рівноваги призми є рівність нулю всіх діючих на неї сил: сил гідростатичного тиску і ваги рідини в об'ємі призми. Вагою рідини при доведенні можна знехтувати, зважаючи на малість об'єму призми. Сили гідростатичного тиску, які діють на заштриховані торцеві грані, рівні за величиною і протилежні за напрямком, а тому й ними нехтуємо. Таким чином, умовою рівноваги призми може бути рівність нулю суми проекцій на осі *x* і *z* сил гідростатичного тиску, які діють на грані – вертикальну *a*, горизонтальну *c* й нахилену *b*.

Сума проекцій на вісь *x* буде

$$p_a \Delta S_a - p_b \Delta S_b \sin \beta = 0, \quad (1.17)$$

де p_a і p_b – гідростатичний тиск, який діє відповідно на грані *a* і *b*; ΔS_a і ΔS_b – площа граней, відповідно *a* і *b*.

Сума проекцій на вісь *z* буде

$$p_b \Delta S_b \cos \beta - p_c \Delta S_c = 0, \quad (1.18)$$

де p_c , ΔS_c – відповідно гідростатичний тиск, який діє на грань *c*, і площа грані *c*.

Оскільки $\Delta S_b \sin \beta = \Delta S_a$ і $\Delta S_b \cos \beta = \Delta S_c$, то умову рівноваги можна переписати у вигляді $p_a \Delta S_a - p_b \Delta S_b = 0$ і $p_b \Delta S_b - p_c \Delta S_c = 0$ або $(p_a - p_b) \Delta S_a = 0$ і $(p_b - p_c) \Delta S_c = 0$, що можливо при $p_a = p_c$ і $p_b = p_c$. Тоді $p_a = p_b = p_c$. Таким чином, величина гідростатичного тиску не залежить від положення площадки, на яку він діє. Доведення цього положення ґрунтується на малості призми, що розглядається. Оскільки призма нескінченно мала, тобто “стягнута” в точку, то результати доведення можна повністю віднести до властивості гідростатичного тиску в точці.

Гідростатичний тиск у точці залежить від координат (положення) точки в рідині й від густини рідини, тобто

$$p = f(x, y, z, \rho), \quad (1.19)$$

де x, y, z – координати положення точки в рідині; ρ – густина рідини.

Наприклад, гідростатичний тиск у будь-якій точці води, зануреній на таку ж глибину, як і в ртуті (при температурі обох рідин 0°C), буде в 13,6 разів менше, ніж в останній ($\rho_{\text{води}} = 999,9 \text{ кг/м}^3$; $\rho_{\text{рт}} = 13596 \text{ кг/м}^3$).

1.2.2. Диференціальні рівняння рівноваги рідини (рівняння Ейлера)

Диференціальні рівняння рівноваги рідини є математичним обґрунтуванням розподілу тиску всередині рідини, яка знаходиться в стані рівноваги. Рівняння виведені у 1755 р. дійсним членом Російської академії наук (м. С.-Петербург) Л. Ейлером.

При виведенні рівнянь у об’ємі рідини, яка знаходиться в стані рівноваги, виділяється нескінченно малий об’єм рідини у формі паралелепіпеда з ребрами dx, dy, dz , поміщений в систему прямокутних координат (рис. 1.8). Умовно відкинемо оточуючу паралелепіпед рідину, а її дію замінимо відповідними силами. Прийmemo, що в центрі грані BCDE, у точці А, діє тиск p . Оскільки тиск є безпосередньою функцією координат, то, розклавши цю функцію в ряд Тейлора по прирощенню ∂p і обмежувачись при цьому двома першими членами, отримаємо вираз для тиску в центрі бокової грані GLNK:

$$p + \frac{\partial p}{\partial x} dx \quad (1.20)$$

На грань BCDE діє сила тиску $P = p dydz$, а на грань GLNK –

$$P_1 = \left(p + \frac{\partial p}{\partial x} dx \right) dydz.$$

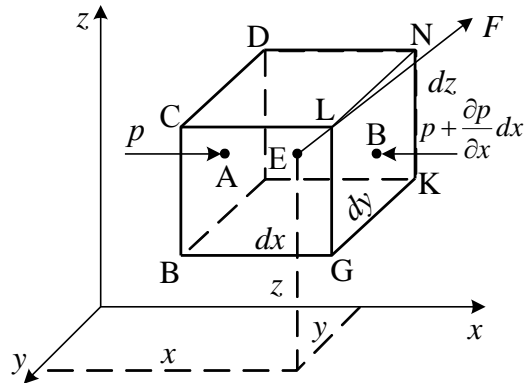


Рисунок 1.8 - Схема до виведення диференціальних рівнянь рівноваги рідини

Крім сил тиску, на паралелепіпед діють масові сили F , проекція яких на вісь x буде F_x .

Проекціюючи на вісь x усі зовнішні сили, які діють на паралелепіпед, отримаємо:

$$p dydz - \left(p + \frac{\partial p}{\partial x} dx \right) dydz + \rho dx dydz F_x = 0. \quad (1.21)$$

Після спрощення маємо:

$$-\frac{\partial p}{\partial x} dx dydz + \rho dx dydz F_x = 0. \quad (1.22)$$

Остаточно для осі x отримаємо (у тому числі аналогічно й у напрямку осей y, z):

$$-\frac{\partial p}{\partial x} + \rho F_x = 0; \quad -\frac{\partial p}{\partial y} + \rho F_y = 0; \quad -\frac{\partial p}{\partial z} + \rho F_z = 0. \quad (1.23)$$

Отримані рівняння і є диференціальними рівняннями рівноваги рідини, або рівняннями Ейлера. Кожне з них характеризує зміну тиску в напрямку відповідної осі координат.

Якщо кожне з рівнянь (1.23) помножити відповідно на ρdx , ρdy , ρdz і скласти почленно, отримаємо:

$$\frac{\partial p}{\partial x} dx + \frac{\partial p}{\partial y} dy + \frac{\partial p}{\partial z} dz = \rho (F_x dx + F_y dy + F_z dz). \quad (1.24)$$

Ліва частина цього рівняння є повним диференціалом тиску dp , тобто

$$dp = \frac{\partial p}{\partial x} dx + \frac{\partial p}{\partial y} dy + \frac{\partial p}{\partial z} dz \quad (1.25)$$

Як наслідок,

$$dp = \rho(F_x dx + F_y dy + F_z dz) \quad (1.26)$$

Оскільки густина однорідної рідини $\rho = \text{const}$, то рівняння (1.26) має сенс тільки тоді, коли його права частина є також повним диференціалом якоїсь функції $u(x, y, z)$, частинні похідні якої по x, y, z були б

$$F_x = \frac{\partial u}{\partial x}; \quad F_y = \frac{\partial u}{\partial y}; \quad F_z = \frac{\partial u}{\partial z} \quad (1.27)$$

Отримані функції називаються потенціальними. Тоді рівняння (1.26) набере вигляду

$$dp = \rho du, \quad \text{або} \quad dp = -\rho d\Pi, \quad (1.28)$$

де $d\Pi = du$.

Функція $\Pi(x, y, z)$ виражає потенціальну енергію поля масових сил. Проінтегрувавши останнє рівняння (1.28), отримаємо:

$$p = -\rho\Pi + c, \quad \text{або} \quad p + \rho\Pi = c, \quad (1.29)$$

де c – довільна постійна інтегрування.

Для двох точок одного й того ж об'єму однорідної нестискуваної рідини рівняння (1.29) буде мати вигляд

$$p_0 + \rho\Pi_0 = p_1 + \rho\Pi_1 \quad (1.30)$$

За допомогою рівняння (1.30) можна знайти гідростатичний тиск у будь-якій точці рідини, якщо відомі значення функцій Π_1, p_0 і Π_0 .

1.2.3. Основне рівняння гідростатики

Основне рівняння гідростатики встановлює зв'язок між гідростатичним тиском у точці рідини, її місцем знаходження (координатами) в рідині та густиною останньої. Воно є рівнянням прикладного характеру, за його допомогою в інженерній практиці знаходиться гідростатичний тиск у будь-якій точці рідини.

Для обґрунтування основного рівняння гідростатики розглянемо випадок, коли рідина в стані рівноваги знаходиться в посудині й на неї діє тільки сила ваги. У цьому випадку проекції масових сил на осі координат, віднесені до одиниці ваги, будуть відповідно рівнятися:

$$F_x=0, \quad F_y=0, \quad F_z=-g \quad (1.31)$$

Підставимо значення проекцій у рівняння (1.26), отримаємо залежність

$$dp = -\rho g dz. \quad (1.32)$$

Проінтегрувавши це рівняння з умовою, що $\rho = \text{const}$ і що в межах об'єму рідини, який розглядається, можна знехтувати зміною прискорення вільного падіння, тобто $g = \text{const}$, отримаємо:

$$p = -\rho g z + c, \quad (1.33)$$

де c – довільна постійна.

Розділивши рівняння (1.33) на ρg , отримаємо:

$$z + p/(\rho g) = \text{const}. \quad (1.34)$$

Розділивши рівняння (1.33) на ρ , отримаємо:

$$gz + p/\rho = \text{const}. \quad (1.35)$$

Відзначимо, що члени рівняння (1.34) віднесені до одиниці ваги, а (1.35) – до одиниці маси. Граничні умови на поверхні рідини відомі: $z = z_0$ і $p = p_0$, тоді

$$c = z_0 + p_0/(\rho g). \quad (1.36)$$

Підставивши цей вираз для постійної інтегрування у формулу (1.33), отримаємо:

$$z_0 + p_0/(\rho g) = z + p/(\rho g). \quad (1.37)$$

Рівняння (1.37) називають основним рівнянням гідростатики.

З рівняння (1.37) витікає:

$$p = p_0 + \rho g(z_0 - z), \quad (1.38)$$

тобто що тиск у точці А (рис. 1.9) в рідині, яка знаходиться в стані рівноваги, більше тиску на поверхні на величину, яка дорівнює вазі стовпа рідини над цією точкою. Оскільки $z_0 - z = h$, формула (1.38) набере вигляду

$$p_{\text{абс}} = p_0 + \rho g h, \quad (1.39)$$

де $p_{\text{абс}}$ – абсолютний тиск у точці; p_0 – тиск на вільній поверхні; h – глибина занурення точки в рідині.

Рівняння (1.39) називається **основним рівнянням гідростатики для абсолютного тиску**.

Таким чином, згідно з рівнянням (1.39), тиск у точці рідини, яка знаходиться в стані рівноваги на глибині h під вільною поверхнею, дорівнює сумі тиску на вільній поверхні p_0 (у відкритих посудинах він дорівнює атмосферному p_a) і тиску, обумовленому вагою стовпа рідини, розташованої вище точки, тобто $\rho g h$.

У відкритих посудинах (з атмосферним тиском на вільній поверхні) звичайно враховується тільки тиск $\rho g h$, а атмосферний

тиск взаємно врівноважується, і рівняння (1.39) набере вигляду

$$p = \rho gh. \quad (1.40)$$

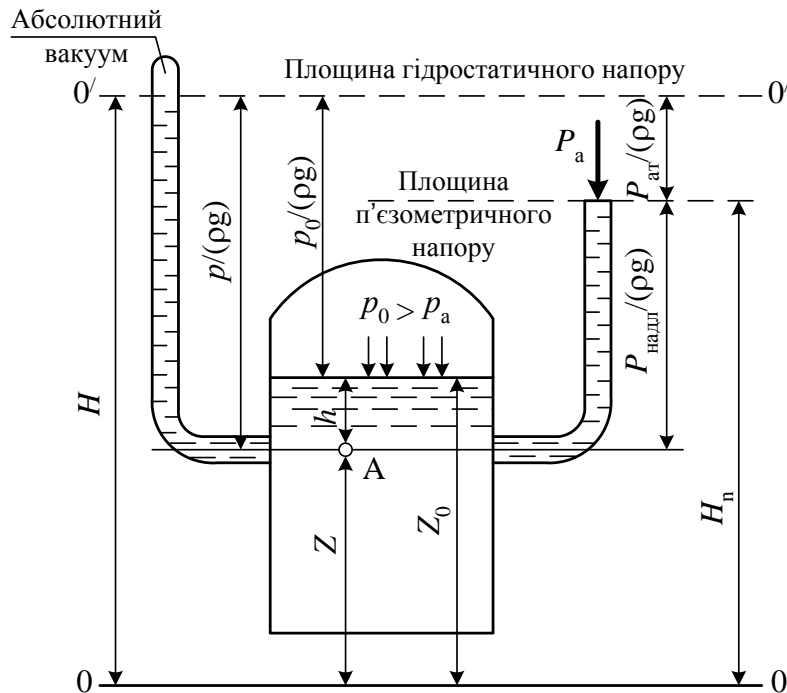


Рисунок 1.9 - Схема геометричного зображення (інтерпретація) основного рівняння гідростатики

Рівняння (1.40) є **основним рівнянням гідростатики для надлишкового тиску**. Таким чином, надлишковий тиск у будь-якій точці всередині рідини виникає тільки від ваги її стовпа, розташованого над точкою.

Враховуючи, що $p_{\text{абс}} = p_a + p$, звідки $p = p_{\text{абс}} - p_a$ (1.15), і враховуючи рівняння (1.39), отримаємо:

$$p = p_0 + \rho gh - p_a = (p_0 - p_a) + \rho gh = \Delta p + \rho gh, \quad (1.41)$$

де $\Delta p = p_0 - p_a$.

Таким чином, у цьому випадку надлишковий тиск у будь-якій точці рідини створюється як вагою стовпа рідини, так і надлишковим (а може, і вакуумметричним) тиском на вільній поверхні, значення якого Δp .

1.2.4. Гідростатичний напір, п'єзометрична та вакуумметрична висота

Це питання є своєрідною інтерпретацією основного рівняння гідростатики.

Геометричне зображення елементів основного рівняння

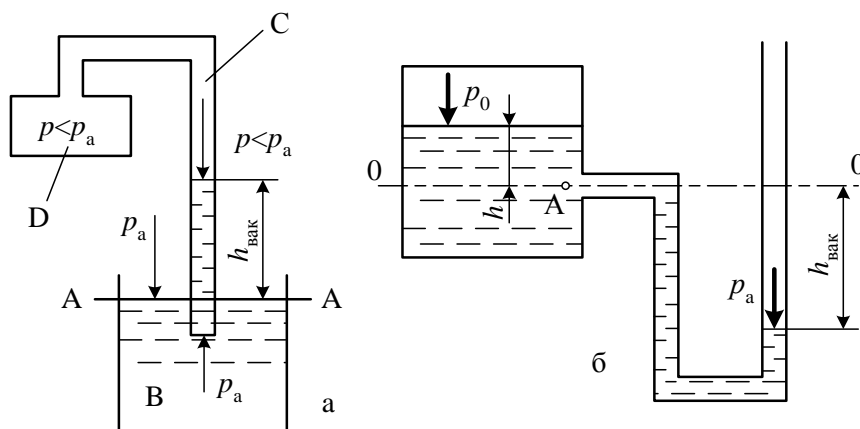
гідростатики показане на рисунку 1.9. Розглянемо основне рівняння гідростатики стосовно точки А.

Відлік значень усіх елементів будемо вести відносно горизонтальної площини 0-0, яка приймається в якості координатної.

У гідравліці ця площа називається **площиною порівняння**. Основною умовою щодо місця її розташування є горизонтальність, тобто вона обов'язково повинна бути горизонтальна, у висотному відношенні вона може розташовуватися як завгодно (високо чи низько), але з урахуванням умов задачі, яка розв'язується.

Ординати, які відміряються від неї, називаються **висотою положення точки, або геометричним напором** у цій точці.

Згідно з рисунком 1.9, ордината положення точки А відносно площини порівняння буде Z , вона має лінійну розмірність. Величина $p/(\rho g)$ є геометричною висотою, на яку рідина піднімається під дією тиску. Її можна виміряти за допомогою, наприклад, скляної трубки (п'єзометра) із закритим верхнім кінцем, з якої видалене повітря, приєднаної до посудини на рівні точки А, тобто точки, в якій вимірюється тиск. Розмірність величини $p/(\rho g)$ лінійна – $L^{-1}MT^{-2}/(L^{-3}MLT^{-2}) = L$ – і показує геометричну висоту, на яку піднімається рідина під дією тиску p в закритому п'єзометрі.



а – вакуумметрична висота підняття стовпа рідини;
б – вакуумметрична висота зниження стовпа рідини

Рисунок 1.10 - Схеми до обґрунтування вакуумметричної висоти

Гідростатичним напором H у точці А називається сума ординат положення її відносно площини порівняння Z і висоти стовпа рідини, що відповідає тиску p (рис. 1.9, зліва), тобто

$$H = Z + p/(\rho g). \quad (1.42)$$

З енергетичної точки зору гідростатичний напір – це міра енергії, яка належить одиниці ваги рідини, тобто питома енергія.

Якщо трубка (п'єзометр) відкрита (рис. 1.9, справа) і тиск на вільній поверхні дорівнює атмосферному, то рідина в трубці підніметься на висоту $p_{\text{надл}}/(\rho g)$, яка відповідає надлишковому тиску. Висота підняття рідини у відкритому п'єзометрі $h_{\text{п}}$ під дією надлишкового тиску називається **п'єзометричною висотою**:

$$h_{\text{п}} = p_{\text{надл}}/(\rho g). \quad (1.43)$$

Сума п'єзометричної висоти та ординати Z висотного положення точки приєднання відкритого п'єзометра є **п'єзометричним напором**, тобто

$$H_{\text{п}} = Z + h_{\text{п}} = Z + p_{\text{надл}}/(\rho g). \quad (1.44)$$

П'єзометричний напір $H_{\text{п}}$ менше гідростатичного напору H на висоту (величину), яка відповідає атмосферному тиску, тобто $\Delta h = p_{\text{а}}/(\rho g)$.

Площина, проведена на рівні рідини в закритому п'єзометрі, тобто через кінець відрізка $z + p/(\rho g)$, називається **площиною гідростатичного напору**, а площина, проведена на рівні рідини у відкритому п'єзометрі, тобто через кінець відрізка $z + p_{\text{надл}}/(\rho g)$, – **площиною п'єзометричного напору**.

Вакуумметричною висотою $h_{\text{вак}}$ називається висота підняття (або зниження) рідини, що відповідає вакуумметричному тиску в рідині.

Візьмемо посудину D (рис. 1.10, а), в якій тиск менше атмосферного (тобто вакуумметричний), і з'єднаємо її зігнутою трубкою з рідиною, яка знаходиться в посудині В. Оскільки в посудині D тиск менше атмосферного, то рідина під дією атмосферного тиску $p_{\text{а}}$, який діє на її поверхні в посудині В, підніметься на висоту $h_{\text{вак}}$, яка і є вакуумметричною. Оскільки рідина знаходиться в стані рівноваги, то на лінії А-А (на вільній поверхні рідини) тиск буде врівноважений знизу і зверху, що за допомогою рівняння (1.39) можна описати так: $p_{\text{а}} = \rho g h_{\text{вак}} + p$, де $p < p_{\text{а}}$, звідки вакуумметрична висота

$$h_{\text{вак}} = \frac{p_{\text{а}} - p}{\rho g} = \frac{p_{\text{вак}}}{\rho g}, \quad (1.45)$$

а вакуумметричний тиск

$$p_{\text{вак}} = \rho g h_{\text{вак}}. \quad (1.46)$$

Таким чином, вакуумметричний тиск дорівнює добутку ρg на вакуумметричну висоту.

На рисунку 1.10, б вакуумметрична висота проілюстрована за

допомогою зворотного п'єзометра (вакуумметра), виконаного у вигляді зігнутої у формі літери U трубки. Очевидно, рівень рідини в правій частині трубки (рис. 1.10, б) опуститься нижче точки А (точки приєднання вакуумметра) на величину вакуумметричної висоти. Відносно площини порівняння 0-0 тиск у точці А з боку рідини в посудині визначиться з виразу

$$p = p_0 + \rho g h, \quad (1.47)$$

а з боку рідини у вакууметрі –

$$p = p_a - \rho g h_{\text{вак}}. \quad (1.48)$$

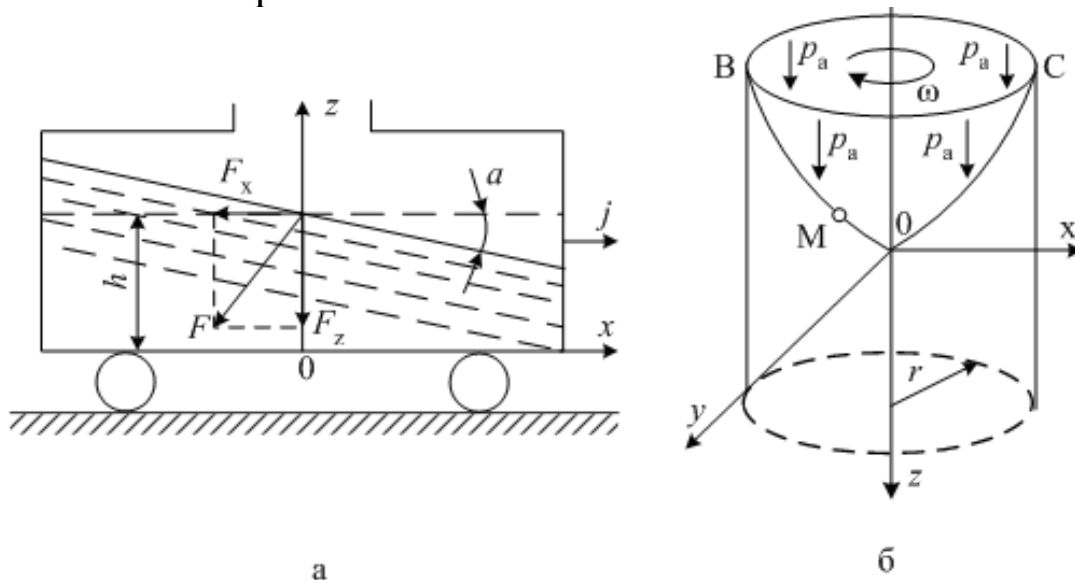
З рівняння (1.48) отримаємо:

$$h_{\text{вак}} = \frac{p_a - p}{\rho g} = \frac{p_{\text{вак}}}{\rho g}. \quad (1.49)$$

1.2.5. Відносна рівновага рідин

Як уже визначалося (див. п. 1.2.1), при відносній рівновазі рідина нерухома відносно посудини, в якій вона знаходиться, але посудина здійснює якийсь вид руху.

У цьому випадку на рідину, крім сили тяжіння (ваги), діє і сила інерції. Практичний (інженерний) інтерес у цьому випадку полягає в установленні закону розподілу тиску в рідині, а також форми вільної поверхні.



а – посудина рухається горизонтально;

б – посудина обертається відносно своєї осі

Рисунок 1.11 - Схеми до визначення відносної рівноваги рідини

Оскільки в інженерній практиці найбільш розповсюджені два види руху посудин з рідиною, то їх і розглянемо:

1. Посудина з рідиною рухається горизонтально з постійним прискоренням (наприклад залізнична цистерна) (рис. 1.11, а).

Згідно з осями координат (рис. 1.11, а), на рідину діє сила ваги, віднесена до одиниці маси $F_z = -g$ і сила інерції $F_x = -j$, тоді, скориставшись рівнянням (1.26), отримаємо:

$$dp = -\rho(jdx + gdz). \quad (1.50)$$

Після інтегрування отримаємо:

$$p = -\rho(jx + gz) + c. \quad (1.51)$$

Постійну інтегрування знайдемо з граничних умов $x = 0, z = 0, p = p_0$, отже, $c = p_0$. Тоді, переставивши місцями члени рівняння (1.51), отримаємо:

$$p = p_0 - \rho(jx + gz). \quad (1.52)$$

Отримане рівняння описує тиск у будь-якій точці рідини, яка знаходиться під дією сили тяжіння g і горизонтального прискорення j . При $x = 0$ і $z = 0$ постійна інтегрування $c = \rho gh$. Підставивши її значення в рівняння (1.51), отримаємо:

$$p = \rho[g(h - z) - jx]. \quad (1.53)$$

З рівняння (1.53) видно, що найбільшим тиск буде в лівій, на рівні дна, точці.

2. Посудина з рідиною обертається навколо своєї осі з постійною кутовою швидкістю ω (наприклад рідинний тахометр) (рис. 1.11, б).

На рідину в цьому випадку буде діяти сила ваги і відцентрова сила, нормальна до осі обертання, яка дорівнює

$$C = Mu^2 / r = M\omega^2 / r, \quad (1.54)$$

де M – маса рідини; u – окружна швидкість руху; r – радіус тіла обертання.

Проекції відцентрової сили, віднесені до одиниці маси на осі x, y, z , будуть відповідно дорівнювати

$$F_x = \omega^2 x; \quad F_y = \omega^2 y; \quad F_z = 0. \quad (1.55)$$

Проекції сили тяжіння відповідно будуть

$$F_x = 0; \quad F_y = 0; \quad F_z = g. \quad (1.56)$$

Для з'ясування закону розподілу тиску скористуємося рівнянням (1.26) і, підставивши в нього значення проекцій сил, згідно з рівняннями (1.55) і (1.56) отримаємо:

$$dp = \rho(\omega^2 x dx + \omega^2 y dy + g dz). \quad (1.57)$$

Після інтегрування будемо мати:

$$p = \frac{\rho\omega^2}{2}(x^2 + y^2) + \rho gz + c \quad (1.58)$$

Оскільки початок координат знаходиться на поверхні, де діє атмосферний тиск p_a , то постійна інтегрування при $x = y = z = 0$ буде дорівнювати $c = p_a$. Тоді рівняння (1.58) набере вигляду

$$p = p_a + \rho gz + \frac{\rho g \omega^2}{2g}(x^2 + y^2) \quad (1.59)$$

Оскільки $x^2 + y^2 = r^2$, то

$$p = p_a + \rho gz + \rho g \omega^2 r^2 / (2g) \quad (1.60)$$

За рівнянням (1.60) можна знайти гідростатичний тиск у будь-якій точці рідини, посудина з якою обертається навколо вертикальної осі.

1.2.6. Поверхні однакового тиску

Поверхні всередині об'єму рідини, у всіх точках яких тиск має постійну величину, називаються **поверхнями однакового тиску**. До них у першу чергу належить вільна поверхня рідини, оскільки тиск, що діє на неї, постійний, тобто $p = p_0 = \text{const}$. У випадку відкритої посудини на вільній поверхні рідини діє атмосферний тиск, тобто $p_0 = p_a$. Рівняння поверхні рівного тиску можна отримати з формули (1.26), в якій приймемо $dp = 0$, за умови визначення рівного тиску при $\rho \neq 0$ у вигляді

$$F_x dx + F_y dy + F_z dz = 0 \quad (1.61)$$

Рівняння (1.61) є диференціальним рівнянням поверхонь однакового тиску. Застосуємо його для трьох можливих в інженерній практиці випадків:

1. Рідина знаходиться в стані абсолютної рівноваги.

У цьому випадку проекції масових сил будуть (див. п. 1.2.2) $F_x = 0$; $F_y = 0$; $F_z = -g$ (оскільки на рідину з масових сил діє тільки сила тяжіння). Тоді рівняння (1.61) набере вигляду

$$-gdz = 0 \quad (1.62)$$

Після інтегрування отримаємо $z = \text{const}$, тобто в цьому випадку поверхня однакового тиску є **горизонтальною площиною**.

2. Посудина з рідиною рухається горизонтально з постійним прискоренням (відносна рівновага) (рис. 1.11, а).

У цьому випадку на рідину діють сила тяжіння g і сила інерції

j , тоді їхні проекції будуть $F_x = -j$; $F_y = 0$; $F_z = -g$, а рівняння (1.61) набере вигляду

$$-jdx - gdz = 0. \quad (1.63)$$

Після інтегрування отримаємо:

$$-jx - gz = C. \quad (1.64)$$

Звідки при $x = 0$, $z = h$ постійна інтегрування $C = -gh$. Підставивши її значення в рівняння (1.64), отримаємо:

$$Z = h - jx / g. \quad (1.65)$$

Отже, вільна поверхня рідини в цьому випадку (рис. 1.11, а) являє собою **нахилenu площину** з кутом нахилу

$$\alpha = \arctg(-j / g). \quad (1.66)$$

Поверхні однакового тиску будуть паралельні їй і також нахилені під кутом α до горизонту.

3. Посудина з рідиною обертається навколо своєї осі (рис. 1.11, б) з постійною кутовою швидкістю ω .

Для знаходження поверхні однакового тиску скористуємося рівнянням (1.59). Оскільки на поверхні рідини тиск дорівнює атмосферному, то рівняння (1.59) набере вигляду

$$Z + \frac{\omega^2}{2g}(x^2 + y^2) = 0. \quad (1.67)$$

Формула (1.67) є рівнянням параболоїда обертання. Таким чином, вільна поверхня рідини в цьому випадку є **параболоїдом обертання**, поверхні однакового тиску будуть також параболоїдами обертання, отримуваними на необхідній глибині.

Поверхні однакового тиску ніколи не перетинаються одна з одною і завжди перпендикулярні (нормальні) вектору прискорення масових сил.

1.2.7. Прилади для вимірювання тиску

Нагадаємо, що *метрологія* (від грец. metron – міра і logos – наука) – наука про вимірювання. Однією з основних проблем метрології є розробка засобів вимірювань. Тиск вимірюється спеціальними пристроями. За допомогою їх встановлюються якісні та кількісні показники (значення) тиску. Прилади для вимірювання тиску є найбільш розповсюдженими і складають близько 25% від усіх існуючих вимірювальних приладів.

Прилади для вимірювання тиску певним чином

класифікуються.

За видом вимірюваного тиску:

барометри – для вимірювання атмосферного тиску;

манометри – для вимірювання надлишкового тиску;

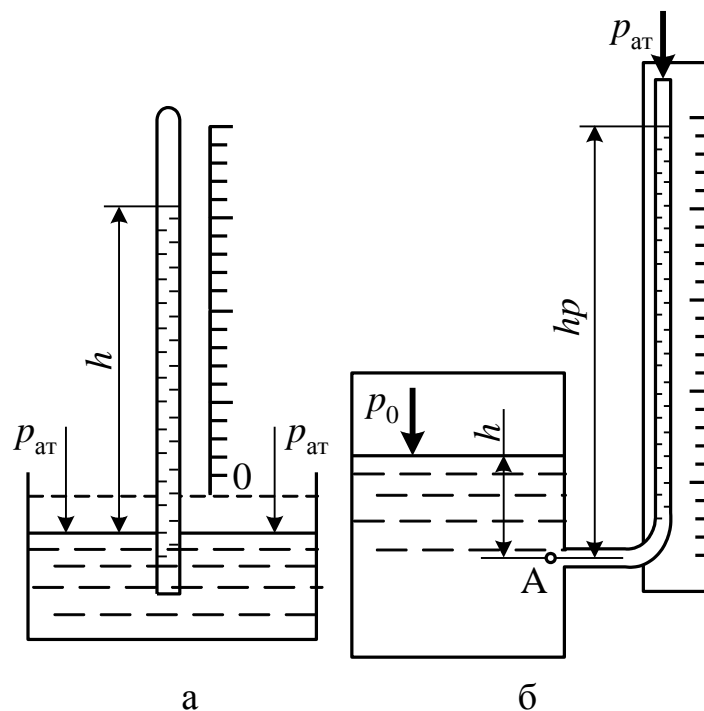
вакуумметри – для вимірювання вакуумметричного тиску;

мановакуумметри – для вимірювання манометричного і вакуумметричного тиску.

За принципом дії:

1. Рідинні – п'єзометри, рідинні барометри та манометри, мікроманометри. Вказівним елементом, який сприймає тиск, у них є рідина, а мірою тиску – її стовп, що врівноважується вимірюваним тиском.

2. Механічні – вантажопоршневі, пружинні, мембранні, сильфонні манометри та механічні барометри. Елементами, які сприймають тиск у цих приладах, є відповідно вантажопоршнева колонка, трубчаста пружина, мембрана і сильфон.



а – рідинного барометра; б – п'єзометра

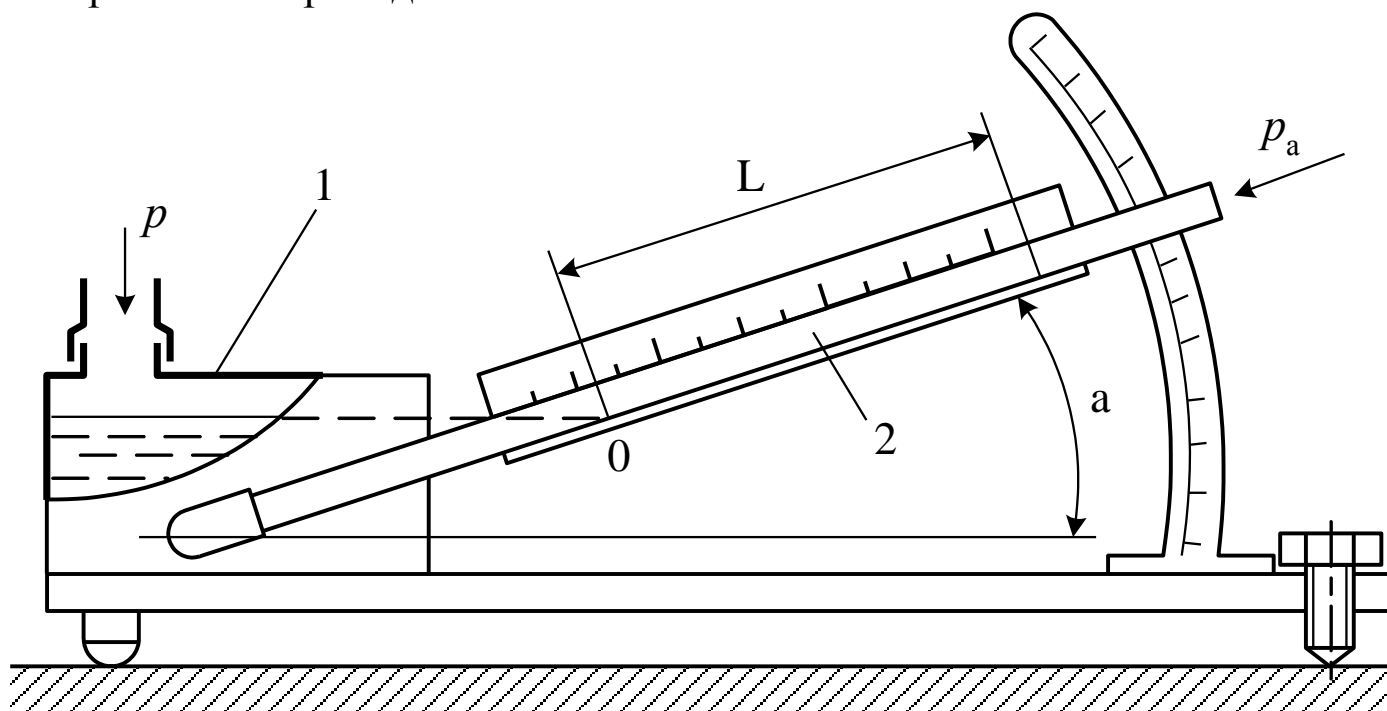
Рисунок 1.12 - Схеми приладів

3. Електричні – принцип дії яких базується на залежності електричних параметрів манометричного перетворювача від вимірюваного тиску.

4. Комбіновані – у них поєднується принцип дії рідинних і механічних з електричними.

За класом точності прилади класифікуються: 0,005; 0,02; 0,05; 0,15; (0,16); (0,2); 0,25; 0,4; (0,5); 0,6; 1,0; 1,5; (1,6); 2,5; 4,0; (6). У дужках наведені класи точності, які зустрічаються рідше.

Клас точності – це максимальна допустима погрішність приладу, виражена в процентах від граничного тиску, вимірюваного приладом.



1 – резервуар; 2 – нахилена трубка
Рисунок 1.13 - Схема мікроманометра

За призначенням прилади поділяються на три групи:

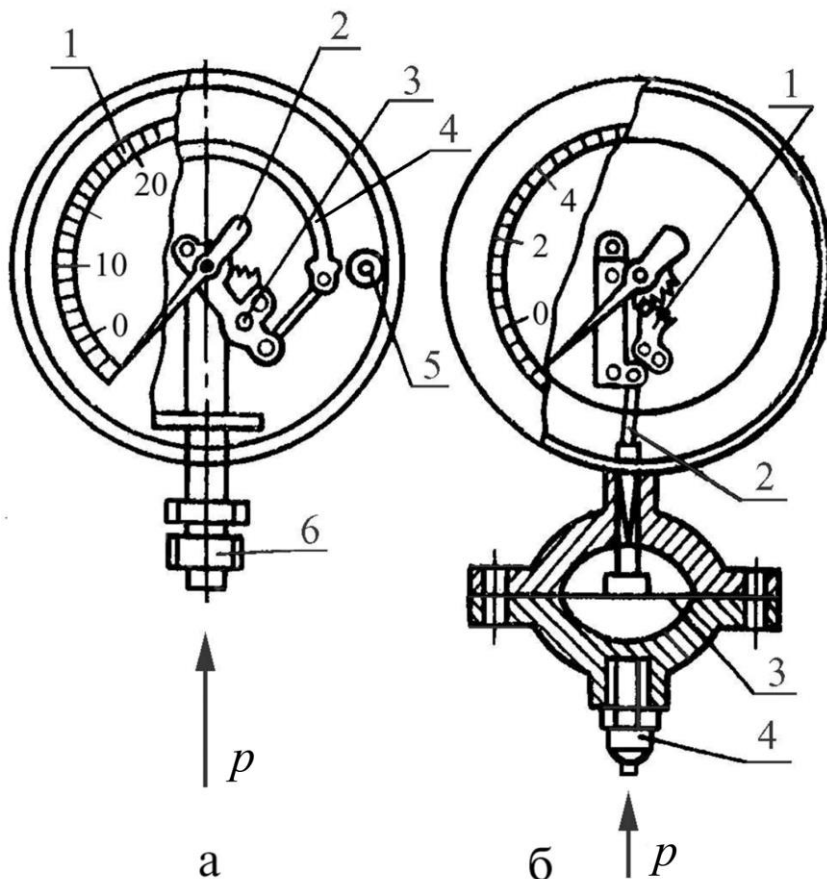
- а) технічні (робочі), клас точності – 0,6; 1,0; 1,5; 2,5; 4,0;
- б) лабораторні (контрольні), клас точності – 0,5;
- в) зразкові, якими перевіряються інші манометри, клас точності – 0,02; 0,05; 0,15; 0,25; 0,4.

Розглянемо конструкцію та принцип дії деяких приладів для вимірювання тиску.

Барометри – це прилади для вимірювання атмосферного тиску. Найпростіший рідинний барометр (рис. 1.12, а) складається зі скляної трубки, запаяної з одного кінця, з якої видалене повітря. Відкритим кінцем трубка опущена в посудину з рідиною (частіше ртуттю). Для фіксації показань до трубки додається шкала.

Оскільки на вільну поверхню рідини в посудині діє атмосферний тиск, то рідина піднімається в трубці на висоту h , яку можна знайти з формули $h = p_a / \gamma_{\text{рід}}$. За нормальних умов висота стовпа ртуті буде 0,735 м рт. ст., а води – 10 м вод. ст.

П'єзометри – це рідинні прилади, які складаються зі скляної відкритої трубки діаметром не менше 10 мм зі шкалою. Нижнім кінцем трубка приєднується до посудини, в якій вимірюється тиск (рис. 1.12, б). Вказівною рідиною в них є та ж рідина, в якій вимірюється тиск. За допомогою п'єзометра вимірюється порівняно невеликий надлишковий тиск – до 2...3 м вод. ст.



а – пружинний (трубчастий): 1 – шкала, 2 – стрілка, 3 – приводний механізм, 4 – трубка-пружина, 5 – корпус, 6 – штуцер; б – мембранний: 1 – приводний механізм, 2 – поводок, 3 – мембрана, 4 – штуцер

Рисунок 1.14 - Механічні манометри

Мікроманометри – це також рідинні прилади, призначені для вимірювання малих тисків з високою точністю (рис. 1.13). Вони складаються з резервуара 1, заповненого рідиною (найчастіше спиртом), і приєднаної до резервуара нахиленої трубки 2 зі шкалою. Тиск, який показує мікроманометр, знаходиться за залежністю $p = \rho g L \cdot \sin \alpha$, де L – довжина заповнення трубки вказівною рідиною; α – кут нахилу трубки.

Механічні манометри – це прилади, в яких тиск сприймається трубчастою пружиною (рис. 1.14, а) або мембраною (рис. 1.14, б). Ці прилади штуцером приєднуються до області

вимірюваного тиску. Під дією тиску рідина в пружинному манометрі надходить до трубчастої пружини 4 (рис. 1.14, а), яка під впливом тиску розпрямляється, і кінець її за допомогою приводного механізму 3 приводить у рух стрілку 2, яка на шкалі манометра 1 показує значення тиску.

У мембранних манометрах тиск рідини сприймається мембраною 3 (металевою гофрованою пластиною), внаслідок чого мембрана вигинається, а її вигинання поводком 2 передається на зубчастий механізм 1, який приводить у рух стрілку, що показує на шкалі значення тиску.

Механічними манометрами вимірюється тиск від 0 до 1,6...1000 МПа. Поряд з переконливими перевагами основним недоліком механічних манометрів є залишкова деформація пружних елементів, а тому їх необхідно періодично перевіряти.

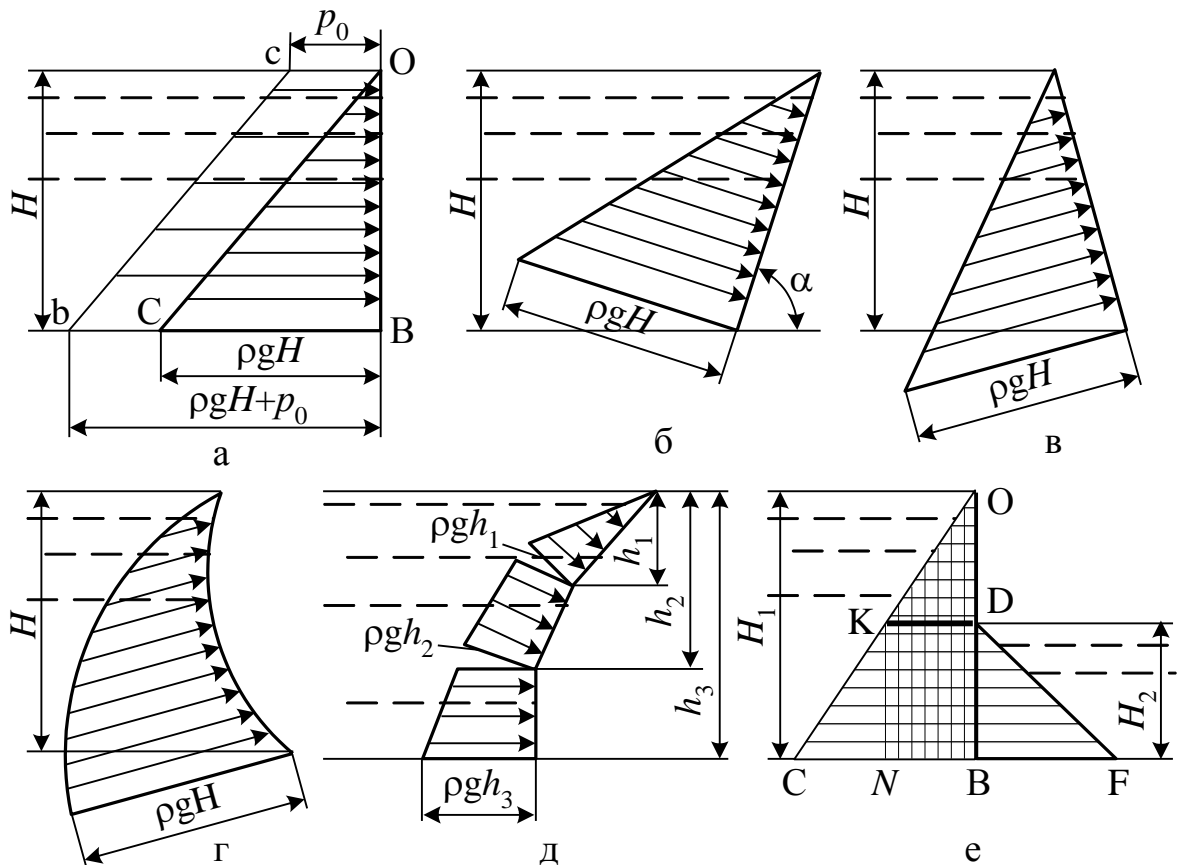
Вакуумметри. Вони призначені для вимірювання вакуумметричного тиску і можуть бути як рідинними (рис. 1.10), так і механічними (аналогічними пружинним манометрам) (рис. 1.14, а). Принцип дії рідинного вакуумметра висвітлений раніше (див. п. 1.2.4). У пружинному вакуумметрі, під дією вакуумметричного тиску, пружина стискується і змушує стрілку рухатися у зворотному (у порівнянні з манометрами) напрямку (проти годинникової стрілки).

1.2.8. Епюри гідростатичного тиску

Епюри гідростатичного тиску – це графічне зображення розподілу гідростатичного тиску по довжині контуру тіла, на яке він діє. При їх побудові вектори тиску в кожній точці відкладаються нормально до поверхні, на яку діє тиск, і за величиною дорівнюють йому в цій точці.

Тиск у будь-якій точці рідини визначається за основним рівнянням гідростатики, а вони є рівняннями прямої: для абсолютного тиску (1.39) з вільним членом у вигляді $y = kx + b$, де кутовому коефіцієнту k відповідає вираз ρg , а вільному члену b – тиск на вільній поверхні p_0 , тобто рівнянням прямої, яка не проходить через початок координат; для надлишкового тиску (1.40) – рівнянням прямої, яка проходить через початок координат ($b = p_0 = 0$). Таким чином, зміна гідростатичного тиску за глибиною описується лінійним законом, і для побудови епюри необхідно мати дві точки.

Розглянемо вертикальну плоску стінку, яка підпирає рідину з глибиною H (рис.1.15, а). Приймаємо за початок координат точку O , яка співпадає з лінією урізу (лінія торкання поверхні води зі стінкою). Для побудови епюри абсолютного тиску ($p_{абс} = p_0 + \rho gh$) візьмемо першу точку на поверхні рідини, тобто $h = 0$, тоді $p_{абс} = p_0$, а другу на дні, тобто $h = H$, де $p_{абс} = p_0 + \rho gH$. З'єднавши ці дві точки прямою лінією, отримаємо епюру абсолютного гідростатичного тиску у вигляді трапеції $OBbc$ (рис. 1.15, а).



а – на вертикальну плоску стінку (абсолютного $OBbc$ і надлишкового OBC); б, в – на нахилену плоску стінку; г – на криволінійну стінку; д – на ламану стінку; е – на вертикальну плоску стінку при дії тиску з двох сторін

Рисунок 1.15 - Епюри гідростатичного тиску

Аналогічно будується й епюра надлишкового тиску ($p = \rho gh$), при цьому якщо $h = 0$, то $p = 0$, якщо $h = H$, то $p = \rho gH$, а епюра має форму трикутника OBC (рис. 1.15, а). Епюри надлишкового тиску на нахилену, криволінійну та ламану стінку будуються за тим же принципом, що й на вертикальну плоску стінку (рис. 1.15, б, в, г, д). При дії тиску на вертикальну стінку OB з двох сторін результуючою розрахунковою буде трапецієподібна епюра $OBNK$ (рис. 1.15, е).

Епюри гідростатичного тиску показують навантаження на стінки (поверхні) і використовуються при статичних (міцнісних) розрахунках різних гідротехнічних конструкцій.

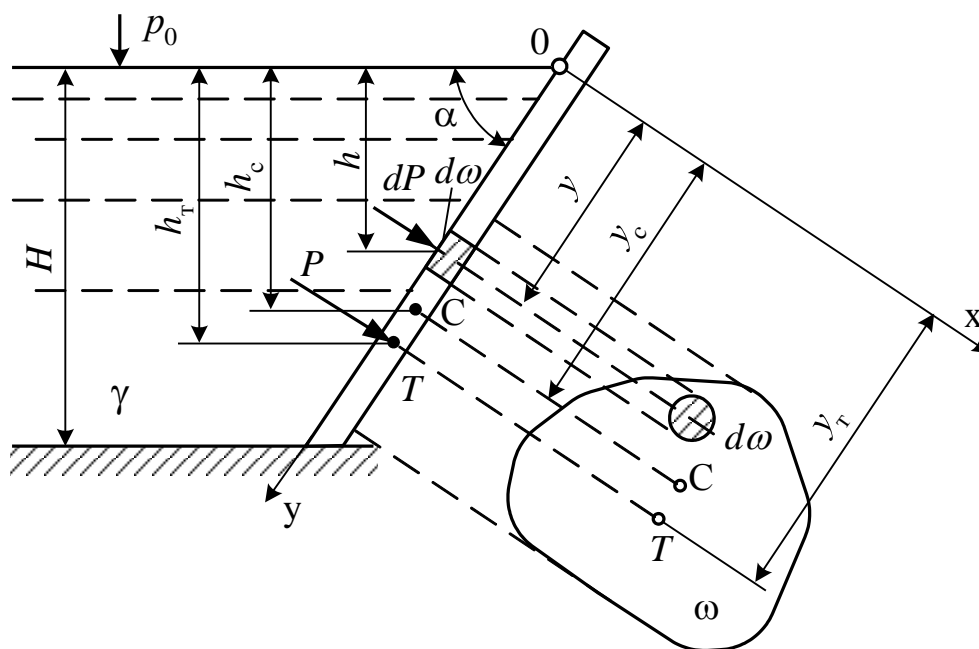


Рисунок 1.16 - Схема визначення сили тиску на плоску поверхню та положення точки її прикладення (центра тиску)

1.2.9. Сила гідростатичного тиску

Сила гідростатичного тиску P , H – це інтегруюча величина, тобто тиск підсумовується за площею поверхні, на яку він діє. Інакше кажучи, це рівнодіюча гідростатичного тиску. Ця величина, або характеристика гідростатичного тиску, використовується при міцнісних і статичних розрахунках конструкцій та гідроспоруд. Крім значення сили тиску, важливим є й визначення місця її прикладення до конструкції чи гідроспоруди, що й буде розглянуте нижче.

Оскільки в інженерній практиці зустрічаються два види поверхонь, а саме: плоскі й криволінійні, то й розглянемо порядок визначення сили гідростатичного тиску на них та порядок знаходження точки її прикладення.

Сила гідростатичного тиску при його дії на плоскі поверхні. Прикладами таких поверхонь є стінки посудин, призначених для зберігання рідини, плоскі щити підпірних та перегороджуючих гідроспоруд і т. ін.

Розглянемо нахилену під кутом α плоску стінку площею ω

(рис. 1.16), яка утримує рідину при глибині H .

Силу тиску P та місце її прикладання спочатку знайдемо аналітичним методом.

За початок координат O приймемо точку урізу, вісь y приймемо співпадаючою зі стінкою, а вісь x – перпендикулярно до неї. На вільній поверхні рідини діє тиск p_0 , і вона має питому вагу γ .

Користуючись методом безкінечно малих величин, візьмемо на стінці елементарну площадку площею $d\omega$, центр ваги якої занурений на глибину h .

Розглянемо спочатку елементарну силу dP , що виникне внаслідок дії абсолютного тиску на площадку $d\omega$, тобто $dP_{\text{абс}}$:

$$dP_{\text{абс}} = p d\omega = (p_0 + \gamma h) d\omega. \quad (1.68)$$

Проінтегрувавши рівняння (1.68) по всій площі ω , отримаємо повну силу гідростатичного тиску:

$$P_{\text{абс пов}} = \int_{\omega} dP_{\text{абс}} = p_0 \int_{\omega} d\omega + \gamma \int_{\omega} h d\omega = p_0 \omega + \gamma \sin \alpha \int_{\omega} y d\omega, \quad (1.69)$$

де y – ордината площадки $d\omega$.

Інтеграл $\int_{\omega} y d\omega$ є статичним моментом змоченої поверхні фігури відносно осі OX і дорівнює добутку площі цієї фігури на ординату центра тяжіння y_c , тобто $\int_{\omega} y d\omega = y_c \omega$. Підставивши отримане значення в рівняння (1.69), отримаємо:

$$P_{\text{абс пов}} = p_0 \omega + \gamma \sin \alpha y_c \omega = p_0 \omega + \gamma h_c \omega, \quad (1.70)$$

де $h_c = y_c \sin \alpha$ – глибина занурення центра тяжіння площадки ω в рідині.

Якщо посудина відкрита і на вільній поверхні рідини діє атмосферний тиск, то на плоску стінку діятиме сила надлишкового тиску, яка визначається залежністю

$$P = \gamma h_c \omega. \quad (1.71)$$

Таким чином, сила надлишкового тиску рідини на плоску довільно орієнтовану в просторі стінку дорівнює тиску в центрі ваги цієї стінки γh_c , помноженому на її площу ω .

Сила тиску на горизонтальне дно посудини з рідиною визначається за залежністю

$$P = \gamma H \omega, \quad (1.72)$$

де H – глибина рідини в посудині; ω – площа дна посудини.

Сила гідростатичного тиску напрямлена з боку рідини

нормально до поверхні, на яку діє тиск. Точка прикладення сили тиску P називається **центром тиску** T (рис. 1.16). Для знаходження ординати y_T положення центра тиску скористуємося теоремою Варіньйона, згідно з якою момент рівнодіючої, у нашому випадку сили P , дорівнює сумі моментів складових, тобто

$$Py_T = \int_{\omega} y dP.$$

Звідси

$$y_T = \left(\int_{\omega} y dP \right) / P. \quad (1.73)$$

З урахуванням, що $dP = \gamma h \cdot d\omega = \gamma y \cdot \sin\alpha \cdot d\omega$ і $P = \gamma h_c \cdot \omega = \gamma y_c \cdot \sin\alpha \cdot \omega$, отримаємо:

$$y_T = \frac{\int_{\omega} y^2 d\omega}{y_c \omega} = \frac{J_x}{y_c \omega}, \quad (1.74)$$

де $J_x = \int_{\omega} y^2 d\omega$ – осьовий момент інерції площі відносно осі ОХ.

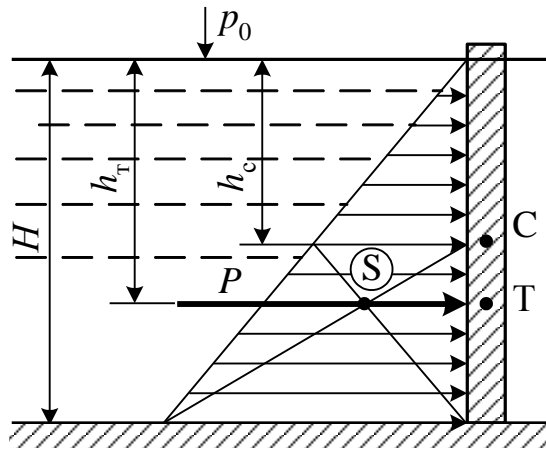


Рисунок 1.17 - Схема до графоаналітичного методу знаходження сили гідростатичного тиску

У розрахунках зручніше використовувати момент інерції змоченої частини плоскої стінки відносно осі, що проходить через центр ваги паралельно осі ОХ, тобто центральний момент інерції J_0 . Зв'язок між J_0 і J_x , за теоремою Штейнера, описується формулою

$$J_x = J_0 + y_c^2 \omega. \quad (1.75)$$

Підставивши значення у формулу (1.74), одержимо:

$$y_{\tau} = \frac{J_0 + y_c^2 \omega}{y_c \omega} = y_c + \frac{J_0}{y_c \omega}. \quad (1.76)$$

У випадку вертикальної стінки

$$h_{\tau} = h_c + \frac{J_0}{h_c \omega}. \quad (1.77)$$

Формули для визначення центрального моменту інерції для плоских поверхонь різної форми наводяться в довідковій літературі. Наприклад, для прямокутника, для квадрата, для трикутника і т. д.

Графоаналітичним методом сила тиску P та положення центра тиску знаходяться за допомогою епюр гідростатичного тиску (див. п. 1.2.8). Розглянемо окремий випадок визначення сили тиску цим методом при дії його на плоску вертикальну стінку завширшки b (рис. 1.17). Побудуємо епюру гідростатичного тиску.

Сила гідростатичного тиску за цією методикою визначиться залежністю

$$P = S \cdot b, \quad (1.78)$$

де S – площа епюри,

$$S = \frac{\rho g H^2}{2}; \quad (1.79)$$

b – ширина стінки (перпендикулярна площі рисунка).

Сила P пройде перпендикулярно площині стінки через центр ваги його епюри, який у цьому випадку буде знаходитися на перетині медіан трикутника, форму якого має епюра.

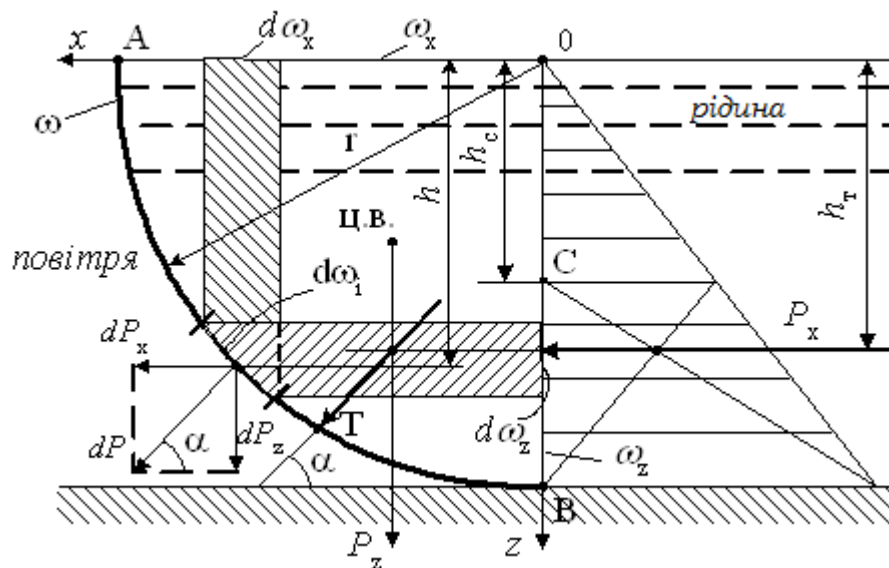


Рисунок 1.18 - Схема визнання сили гідростатичного тиску на криволінійну поверхню

Сила гідростатичного тиску при його дії на криволінійні поверхні. Прикладами криволінійних поверхонь, застосування яких пов'язане з тиском рідин, є секторні, сегментні та вальцьові гідротехнічні затвори, сферичні кришки резервуарів, стінки баків, цистерн і т. ін.

При визначенні сили тиску на криволінійні поверхні застосовується метод знаходження її складових, а вже за ними – результуючої сили гідростатичного тиску. Обумовлено це тим, що в кожній точці криволінійної поверхні вектор тиску має свій напрямок, на відміну від попереднього випадку (плоских поверхонь), де вектори тиску паралельні між собою, а знаходження сили тиску зводиться до підсумовування паралельних елементарних сил.

Для визначення сили тиску розглянемо криволінійну поверхню циліндричної форми площею ω і радіусом r , на яку рідина тисне з увігнутого боку (рис. 1.18). Візьмемо координатні осі: вісь ox суміщається з вільною поверхнею рідини, а вісь oz опустимо вниз. Виділимо на криволінійній поверхні елементарну смугу площею $d\omega$, занурену в рідину на глибину h .

На неї діє елементарна сила dP , напрямлена перпендикулярно до елементарної смуги і під кутом α до горизонтальної площини, яка дорівнює

$$dP = \gamma h d\omega_i \quad (1.80)$$

Розкладемо її на складові: горизонтальну dP_x і вертикальну dP_z , і знайдемо їх:

$$dP_x = dP \cos \alpha = \gamma \cos \alpha h d\omega_i = \gamma h d\omega_z, \quad (1.81)$$

де $\cos \alpha \cdot d\omega_i = d\omega_z$ – проекція смуги $d\omega_i$ на вертикальну площину.

Проінтегрувавши рівняння (1.81) по всій площі ω , одержимо горизонтальну складову повної сили гідростатичного тиску:

$$P_x = \gamma \int_{\omega} h d\omega_z = \gamma h_c \omega_z, \quad (1.82)$$

де $\int_{\omega} h d\omega_z = h_c \omega_z$ – статичний момент усієї проекції відносно вільної поверхні рідини; h_c – глибина занурення центра ваги проекції ω_z в рідині; ω_z – проекція криволінійної поверхні на вертикальну площину. У випадку, який розглядається, це буде прямокутник.

Вертикальна складова

$$dP_z = dP \sin \alpha = \gamma \sin \alpha h d\omega_i = \gamma h d\omega_x, \quad (1.83)$$

де $\sin \alpha d\omega_i = d\omega_x$ – проекція смуги $d\omega_i$ на горизонтальну площину.

Оскільки $h \cdot d\omega_x = dW$, тобто є об'ємом елементарної вертикальної призми (заштрихованої), то

$$dP_z = \gamma dW. \quad (1.84)$$

Таким чином, вертикальна складова буде

$$P_z = \gamma \int_W dW = \gamma W, \quad (1.85)$$

де W – об'єм тіла тиску.

Тіло тиску є об'ємом, обмеженим вільною поверхнею рідини, криволінійною поверхнею та умовними вертикальними гранями з її торців (рис. 1.18).

Таким чином, вертикальна складова сили тиску на криволінійну поверхню P_z дорівнює вазі рідини в об'ємі тіла тиску і напрямлена в цьому випадку вниз. Якби рідина діяла на криволінійну поверхню з випуклого боку, то тіло тиску було б заповнене повітрям і P_z була б напрямлена вгору. Взагалі, тіло тиску, заповнене рідиною, називається дійсним, а заповнене повітрям – фіктивним, або тілом “випору”.

Повна сила тиску P знаходиться як рівнодіюча горизонтальної і вертикальної складових:

$$P = \sqrt{P_x^2 + P_z^2}, \quad (1.86)$$

де P_x і P_z – відповідно горизонтальна і вертикальна складові сили P .

Положення центру тиску (точки Т) знаходиться, як показано на рисунку 1.18. Сила P пройде через точку перетину векторів складових P_x і P_z під кутом α до горизонтальної площини, тобто $\alpha = \arctg(P_z / P_x)$.

У свою чергу вектор горизонтальної складової пройде горизонтально через центр ваги епюри гідростатичного тиску на проекцію ω_z (рис. 1.18) (точка перетину медіан), а вертикальна складова пройде вертикально через центр ваги тіла тиску.

1.2.10. Рівновага рідин у сполучених посудинах

Сполученими називаються посудини, які з'єднані між собою гідролініями або елементами конструкцій. Прикладами їх є декілька водонапірних башт в одній системі водопостачання та інші гідросистеми.

Розглянемо систему, яка складається з двох сполучених посудин, заповнених двома різними рідинами, які не змішуються, а на вільній поверхні рідини в них діють тиски p_1 і p_2 , які неоднакові між собою (рис. 1.19).

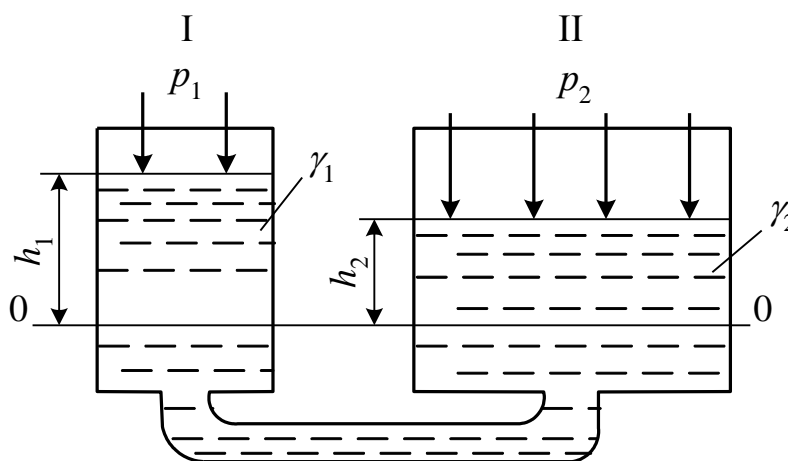


Рисунок 1.19 - Схема двох сполучених посудин

Питома вага рідин також різна – у першій посудині γ_1 , а в другій γ_2 .

Приймемо площину порівняння 0-0 на рівні поверхонь розділу рідин, тоді положення вільних поверхонь рідини в посудинах відносно неї будуть h_1 і h_2 .

Згідно з основним рівнянням гідростатики, тиск у будь-якій точці рідини на рівні площини порівняння в першій посудині буде $p = p_1 + \gamma_1 h_1$, а в другій – $p = p_2 + \gamma_2 h_2$. Оскільки система (рідина) знаходиться в рівновазі, то ці тиски будуть однаковими, тобто

$$p_1 + \gamma_1 h_1 = p_2 + \gamma_2 h_2. \quad (1.87)$$

Якщо посудини відкриті, то тиск на вільній поверхні рідин в обох посудинах буде однаковим і дорівнюватиме атмосферному. Тоді з рівняння (1.87) отримаємо:

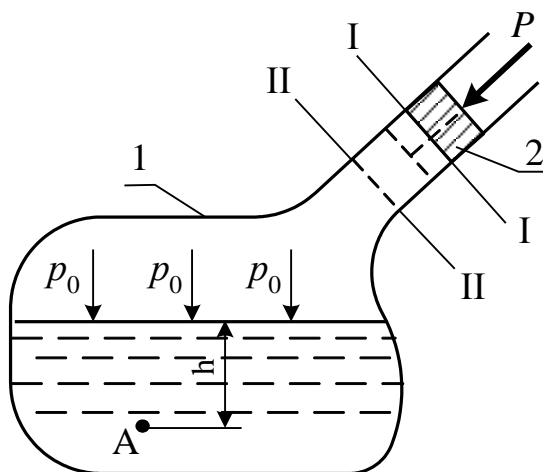
$$\frac{\gamma_1}{\gamma_2} = \frac{h_2}{h_1}. \quad (1.88)$$

Таким чином, у двох сполучених посудинах з однаковим

тиском на вільній поверхні рівні рідини відносно площини порівняння будуть зворотно пропорційними питомим вагам цих рідин.

Якщо $p_1 \neq p_2$, а $\gamma_1 = \gamma_2 = \gamma$ з рівняння (1.87), одержимо: $p_1 - p_2 = \gamma(h_2 - h_1)$, тобто різниця тисків на вільній поверхні рідини в сполучених посудинах визначається вагою стовпа рідини, висота якого дорівнює різниці висот стовпів рідини в кожній посудині відносно площини порівняння.

При $p_1 = p_2$ і $\gamma_1 = \gamma_2$, згідно з рівнянням (1.87), отримаємо $h_1 = h_2$, тобто однорідна рідина в сполучених посудинах при однаковому тискові на вільних поверхнях її встановлюється на одному рівні.



1 – посудина з рідиною; 2 – поршень; I-I і II-II – початкове і кінцеве положення поршня

Рисунок 1.20 - Схема до обґрунтування закону Паскаля

1.2.11. Закон Паскаля

Закон Паскаля формулюється так: тиск на поверхню рідини, який здійснюється зовнішніми силами, передається рідиною однаково в усіх напрямках.

Для обґрунтування цього розглянемо посудину, наповнену рідиною (рис. 1.20). На вільній поверхні рідини за допомогою поршня 2, який знаходиться в положенні I-I, створено тиск p_0 . У відповідності з цим абсолютний тиск у точці А буде:

$$p_A = p_0 + \rho gh$$

Перемістимо поршень з положення I-I в положення II-II. Тиск на вільній поверхні рідини в посудині збільшиться на величину Δp і буде дорівнювати $\Delta p = P_{II}/\omega_{II}$, де P_{II} – додаткова сила, прикладена до поршня при його переміщенні з положення I-I в положення II-II;

$\omega_{\text{п}}$ – площа поршня.

Загальне значення тиску на вільній поверхні буде $p_0 + \Delta p$, а абсолютний тиск у точці А буде:

$$p_{\text{Ап}} = p_0 + \Delta p + \rho gh$$

Враховуючи, що зовнішній тиск Δp значно більший за ваговий ρgh , останнім можна знехтувати, що суттєво не вплине на точність значень величин і тиск $p_{\text{Ап}} = p_0 + \Delta p$, тобто він не буде залежати від місця розташування точки в рідині.

У цьому й полягає сутність закону Паскаля, який широко застосовується при конструюванні й розрахунках різних гідростатичних механізмів, про що йтиметься далі.

1.2.12. Закон Архімеда. Основи теорії плавання тіл

Закон Архімеда формулюється так: на занурене в рідину тіло діє виштовхуюча сила $P_{\text{в}}$, напрямлена знизу вгору, яка дорівнює вазі рідини, витисненої тілом.

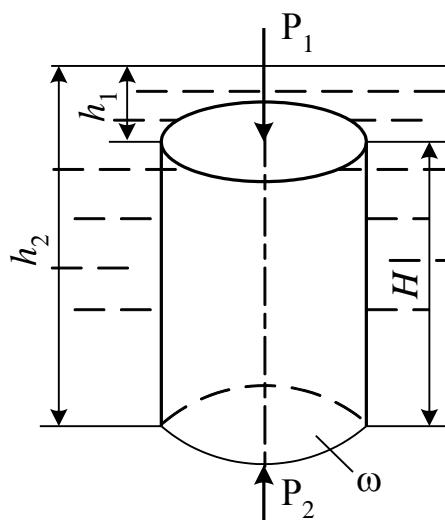


Рисунок 1.21 - Схема до обґрунтування закону Архімеда

Для обґрунтування сказаного розглянемо занурене в рідину у відкритій посудині циліндричної форми тіло, яке знаходиться в стані рівноваги (рис. 1.21). Висота тіла H , а площа нижньої та верхньої основ циліндра ω . Діючі на бокову поверхню сили гідростатичного тиску взаємно врівноважуються і в розрахунках не враховуються. Таким чином, до уваги беруться тільки сила ваги тіла і сили, які діють на верхню й нижню основи.

Отже, зверху на тіло діє занурююча (направлена зверху вниз)

сила $P_1 = \omega \rho g h_1$, а знизу – виштовхуюча (напрямлена знизу вгору) сила $P_2 = \omega \rho g h_2$. Різниця цих сил буде виштовхуючою (підтримуючою) силою $P_B = P_2 - P_1$. Підставивши значення сил P_1 і P_2 , отримаємо:

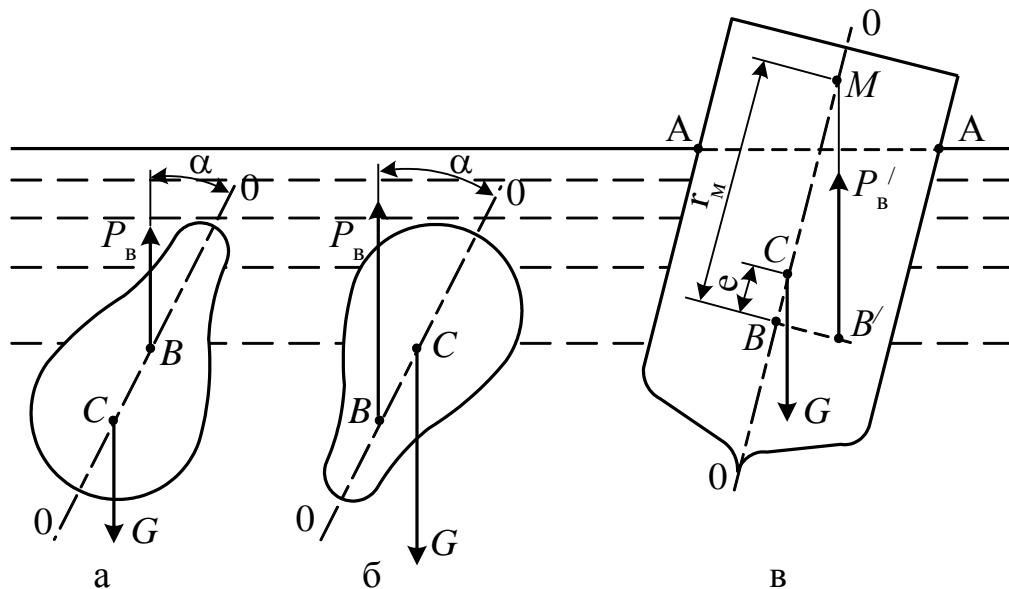
$$P_B = \omega \rho g h_2 - \omega \rho g h_1 = \omega \rho g (h_2 - h_1) = \rho g \omega H = \rho g W. \quad (1.89)$$

Тобто виштовхуюча сила дорівнює вазі рідини, виштовхуваної цим тілом:

$$P_B = \gamma W, \quad (1.90)$$

де γ – питома вага рідини; W – об'єм тіла.

Вона напрямлена по вертикалі вгору і прикладена до тіла в точці, що відповідає центру тиску, яка називається центром водотоннажності (рис. 1.22, точка B). Вага рідини в об'ємі, що виштовхнуло занурене в неї тіло (рис. 1.22, а, б), або частини його (рис. 1.22, в) називається водотоннажністю плаваючого тіла.



а,б – остійна і неостійна рівноваги при підводному плаванні; в – остійна рівновага при надводному плаванні

Рисунок 1.22 - Схеми до обґрунтування рівноваги плаваючих тіл

Крім виштовхуючої (підтримуючої) сили P_B , на тіло, як зазначалося вище, діє сила його ваги G , яка завжди прикладена в центрі тяжіння тіла (точка C) і напрямлена вертикально вниз (рис. 1.22).

Співвідношення виштовхуючої сили й сили ваги складає основу теорії плавання тіл.

Зазначимо, що плавання тіл характеризується їхньою **плавучістю**, тобто здатністю тіл зберігати положення рівноваги по відношенню до вільної поверхні рідини.

Якщо вага тіла $G > P_v$, то тіло тоне; при $G = P_v$ тіло буде знаходитися в стані спокою на будь-якій глибині його занурення – підводне плавання (рис. 1.22, а); при $G < P_v$ тіло спливає до тих пір, доки частина його почне підніматися над поверхнею рідини, і виштовхуюча сила зменшиться до значення $P_v = G$ – надводне плавання тіла (рис. 1.22, в).

На рисунку 1.22, крім вищеназваних величин, зазначені й такі: А-А – лінія перетину вільної поверхні рідини з боковою поверхнею плаваючого тіла, вона ще називається **ватерлінією**, а площа всередині тіла, обмежена ватерлінією, називається площиною плавання; 0-0 – вісь плавання, вона проходить через центр тяжіння тіла C . Для забезпечення рівноваги плаваючого тіла необхідно, щоб вісь плавання 0-0 була перпендикулярною до поверхні рідини, а центр водотоннажності B повинен розташовуватися на осі плавання вище центра тяжіння C (рис. 1.22, а, б).

При плаванні на тіло можуть діяти сторонні явища – нерівномірність навантаження і т. ін., внаслідок чого тіло може відхилятися від положення рівноваги. У зв'язку з цим виникає поняття **остійності** плаваючого тіла, тобто здатності його відновлювати положення рівноваги після припинення дії сил, які вивели його зі стану рівноваги. На рисунку 1.22, а показана остійна рівновага при підводному плаванні тіла, оскільки під дією моменту сил G і P_v тіло, яке нахилене під кутом α , повернеться проти годинникової стрілки, і вісь плавання 0-0 займе вертикальне положення ($\alpha = 0$). На рисунку 1.22, б показана неостійна рівновага при підводному плаванні тіла, оскільки під дією моменту сил G і P_v тіло, нахилене під кутом α , буде продовжувати поворот за годинниковою стрілкою, і кут α буде збільшуватися.

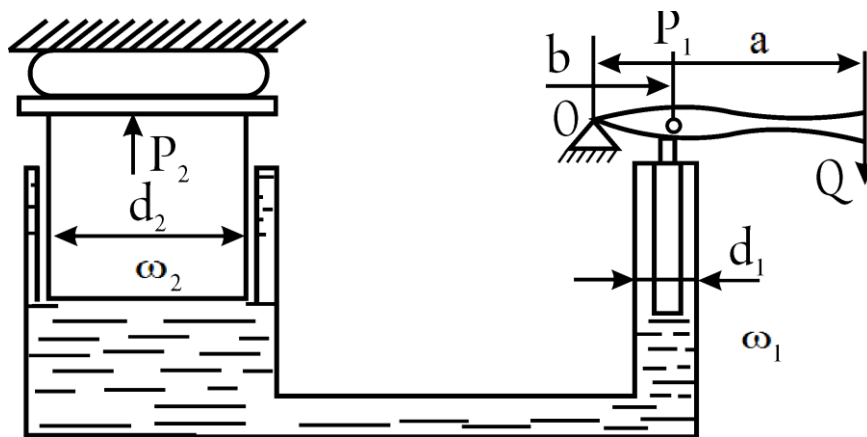
Розглянемо умови остійності судна (рис. 1.22, в). При відхиленні (крені) судна центр його тяжіння C не змінює місця положення, а центр водотоннажності B переміститься в положення B' . Точка M перетину лінії дії сили P_v з віссю плавання називається **метацентром**. При положенні метацентра M вище центра тяжіння C ($r > e$, де r – метацентричний радіус; e – ексцентриситет) плавання буде остійним (рис. 1.22, в), оскільки при крені судна момент сил G і P'_v прагнути відновити первісне положення судна. При положенні метацентра нижче центра тяжіння плавання буде неостійним, оскільки момент сил G і P_v сприятиме збільшенню крену судна.

1.2.13. Використання законів гідростатики

До простих гідравлічних машин, робота яких заснована на використанні законів гідростатики, відносяться гідропрес, гідроаккумулятор і гидродомкрат.

Гідропрес застосовується для отримання великих стискаючих зусиль, необхідних при обробці різних виробів (куванні, штампуванні, пресуванні). Він складається з двох циліндрів, з поршнями малого d_1 і великого d_2 діаметрів (рис. 1.23). Перший поршень сполучений з важелем, що має в точці O нерухому шарнірну опору. Другий поршень (плунжер) складає одне ціле з платформою, на яку поміщається пресоване тіло. Важіль приводиться вручну або за допомогою спеціального двигуна. Розглядаючи рівновагу важеля, складемо рівняння моментів щодо точки O і знайдемо:

$$P_1 = Q \frac{a}{b}, \quad (1.91)$$



a – довжина рычага; b – навантаження; Q – навантаження на рычаг

Рисунок 1.23 - Схема гідравлічного преса

Тиск від малого поршня передається на великий поршень, причому сила тиску на великий поршень

$$P_2 = P_1 \frac{\omega_1}{\omega_2}, \quad (1.92)$$

після підстановки значень P_1 $\omega_1 = \frac{\pi d_1^2}{4}$ і $\omega_2 = \frac{\pi d_2^2}{4}$ отримаємо

$$P_2 = Q \frac{a}{b} \left(\frac{d_2}{d_1} \right)^2, \quad (1.93)$$

або з урахуванням втрат енергії на тертя в рухомих частинах, так званого ККД $\eta = 0,80 \dots 0,85$ остаточно знайдемо

$$P_2 = Q \frac{a}{b} \left(\frac{d_2}{d_1} \right)^2 \eta. \quad (1.94)$$

У сучасних гідропресах можна отримати зусилля $7 \cdot 10^5$ кН. Якщо гідропрес використовується як гідропідйомник, то нерухому плиту прибирають.

Гідроаккумулятор служить для акумуляції енергії, щоб потім у міру потреби її витратити. Застосовують його для підняття великих вантажів, для відкриття і закриття воріт шлюзів і так далі.

Розрізняють вантажні і газові гідроаккумулятори. Вантажний гідроаккумулятор складається з вертикального циліндра, усередині якого поміщений довгий плунжер, сполучений своєю верхньою частиною з вантажем великої ваги (рис. 1.24). У гідроаккумуляторі по трубі насосом нагнітається рідина, яка піднімає плунжер з вантажем вгору на деяку висоту H . Стиснута в гідроаккумуляторі рідина під постійним тиском, оскільки тиск рідини в гідроаккумуляторі не залежить від ступеня його розрядки, підводиться по нижній трубі до гідравлічних машин, забезпечуючи їх роботу з постійним навантаженням.

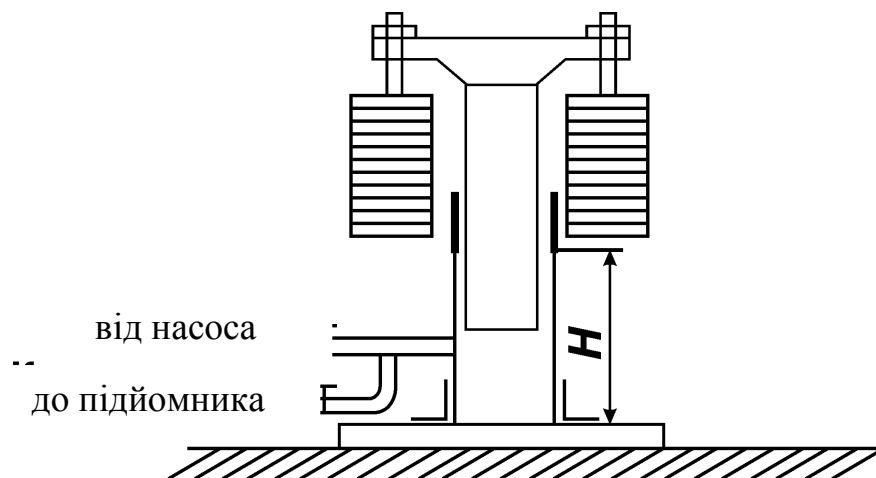


Рисунок 1.24 - Схема гідравлічного аккумулятора

1.3. Гідродинаміка

1.3.1. Загальні положення

Гідродинаміка – розділ гідравліки, в якому вивчаються закони руху рідин і методи використання цих законів при розв’язанні інженерних задач.

Об’єктом вивчення в гідродинаміці є потік рідини. Рідини рухаються під впливом зовнішніх сил, таких як сила тяжіння, зовнішній тиск і т. д. Рух рідин характеризується швидкістю і гідродинамічним тиском. Враховуючи, що реальні рідини володіють низкою властивостей, у тому числі і в’язкістю, які важко врахувати при вивченні руху рідин, вивчення руху рідини починається з нев’язкої (ідеальної) рідини, тобто без урахування сил тертя, а потім в отримані теоретичні залежності вносяться уточнення. Існують два методи вивчення руху рідин: метод Ж. Лагранжа і метод Л. Ейлера.

Метод Лагранжа полягає в розгляді руху кожної частинки рідини, тобто траєкторії її руху. Через значну трудоемність цей метод не набув широкого розповсюдження.

Метод Ейлера полягає в розгляді загального руху рідини в різних точках рідинного середовища в певний момент часу. Цей метод дозволяє визначити швидкість руху рідини в будь-якій її точці в будь-який момент часу, тобто характеризується побудовою поля швидкостей, а тому широко застосовується при вивченні руху рідин.

За характером зміни поля швидкостей за часом рух рідин поділяється на сталий і несталий.

Сталий рух – це такий рух рідини, при якому в будь-якій точці потоку швидкість і тиск з плином часу не змінюються, тобто:

$$u = f_1(x, y, z), \quad p = f_2(x, y, z). \quad (1.95)$$

Прикладами сталого руху є рух води в каналі з постійними площею поперечного перерізу і глибиною.

Несталий рух – це такий рух рідини, при якому в будь-якій точці потоку швидкість і тиск з плином часу змінюються:

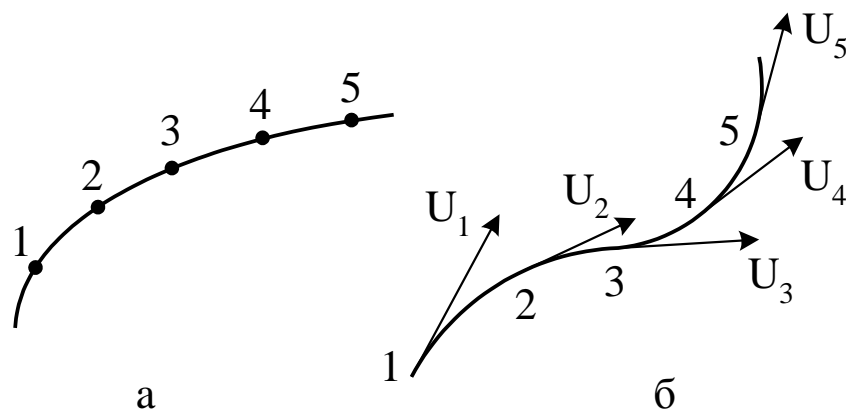
$$u = f_1(x, y, z, t), \quad p = f_2(x, y, z, t). \quad (1.96)$$

Прикладом несталого руху є витікання рідини з бака при його спорожненні.

В інженерній практиці розповсюджений переважно сталий рух, який поділяється на рівномірний і нерівномірний. При рівномірному русі живий переріз потоку й середня швидкість не змінюються вздовж течії, а при нерівномірному ці параметри непостійні.

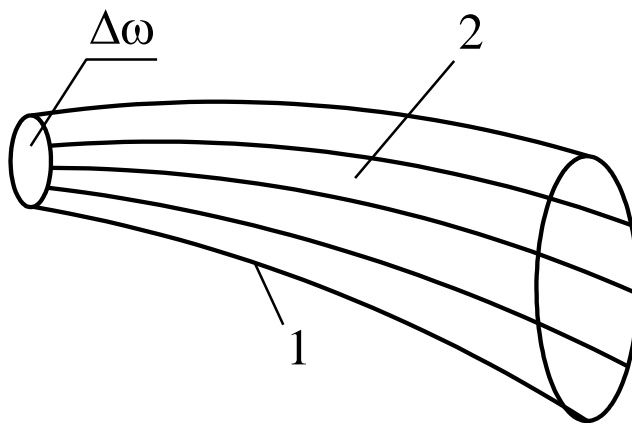
Потоки рідини поділяються на напірні, безнапірні й гідравлічні струмини. Напірні потоки не мають вільної поверхні рідини, тобто потік торкається твердих стінок з усіх боків. Прикладом напірного є рух води у водопровідних трубопроводах (під напором). Безнапірні потоки мають вільну поверхню, тобто вони торкаються твердих стінок лише на частині периметра. Прикладом такого руху є рух води в каналах. Він здійснюється завдяки похилу дна каналу, дії сили тяжіння та текучості рідин. У гідравлічних струминах потік з усіх боків оточений вільною поверхнею. Прикладами гідравлічних струмин є струмини дощувальної техніки, пожежних брандспойтів. Рух рідини в цьому випадку здійснюється за рахунок напору на вихідній насадці.

При вивченні руху рідин найбільшого поширення здобула **струминкова модель** їхнього руху, яка базується на методі Ейлера. Згідно з цим шлях руху окремої частинки рідини за певний проміжок часу називається **траєкторією руху** цієї частинки (рис. 1.25, а).



а – траєкторія частинок рідини (1, 2, 3 і т. д. – положення частинки у певні моменти часу); б – лінія течії (1, 2, 3 – точки в рідині; $u_1, u_2, u_3 \dots$ – вектори швидкості в точках)

Рисунок 1.25 - Схема руху частинок рідини



1 – трубка течії; 2 – елементарна струминка рідини
Рисунок 1.26 - Схема струминкової моделі руху рідини

Якщо в рухомій рідині провести лінію через ряд точок таким чином, що в кожній з них вектор швидкості в конкретний момент часу буде дотичним до цієї лінії, то отримаємо **лінію течії** (рис. 1.25, б).

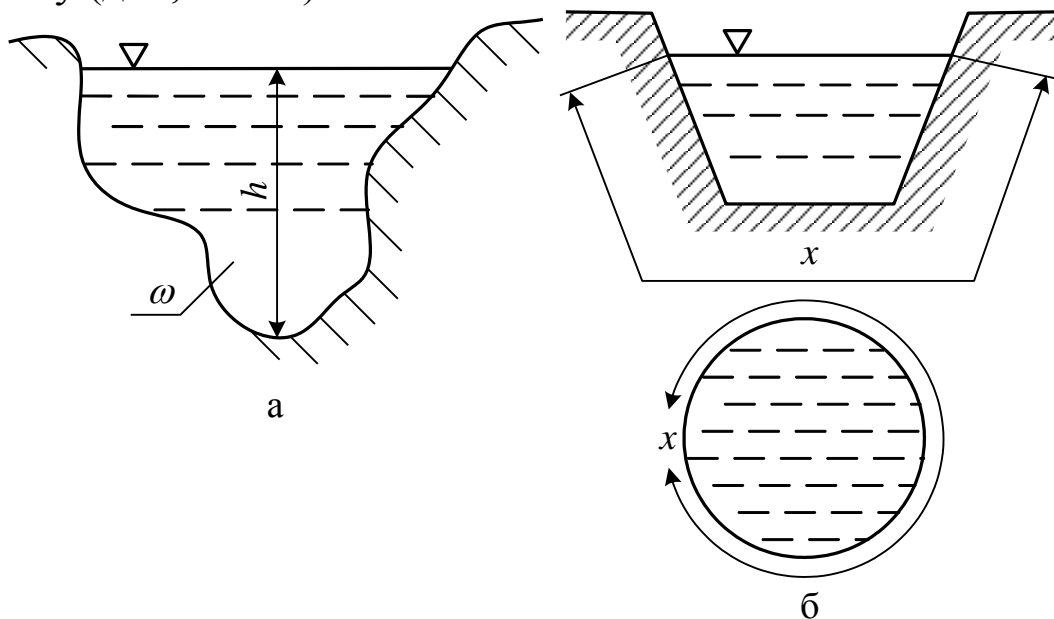
Підкреслимо, що різниця між траєкторією руху частинки й лінією течії полягає в тому, що траєкторія руху зображує шлях, пройдений частинкою рідини за певний проміжок часу, а лінія течії — це миттєва характеристика потоку, яка зв'язує різні частинки рідини, що лежать на лінії течії в цей момент, і показує напрямок вектора швидкості руху частинки в цей момент. При сталому русі рідини траєкторія руху частинки рідини співпадає з лінією течії.

Якщо в рухомій рідині провести замкнутий контур, що обмежує елементарну площу $\Delta\omega$, і через усі точки цього контуру провести лінії течії, то утвориться **трубка течії** (рис. 1.26). Рідина, яка знаходиться всередині трубки течії у вигляді пучка ліній течії, називається **елементарною струминкою рідини**.

1.3.2. Потік рідини та його елементи

Потік рідини характеризується рядом геометричних та гідравлічних його параметрів, якими користуються при конструюванні русел і гідравлічному розрахунку потоків. Основними елементами потоків рідини є русло, живий переріз, змочений периметр, гідравлічний радіус, витрата рідини, середня швидкість руху рідини.

Русло потоку – це тверда поверхня, яка обмежує потік рідини знизу (дно, схили).



а – живого перерізу потоку; б – змоченого периметра трапецеїдальної і круглої форм перерізу потоку.

Рисунок 1.27 – Схеми русел потоку

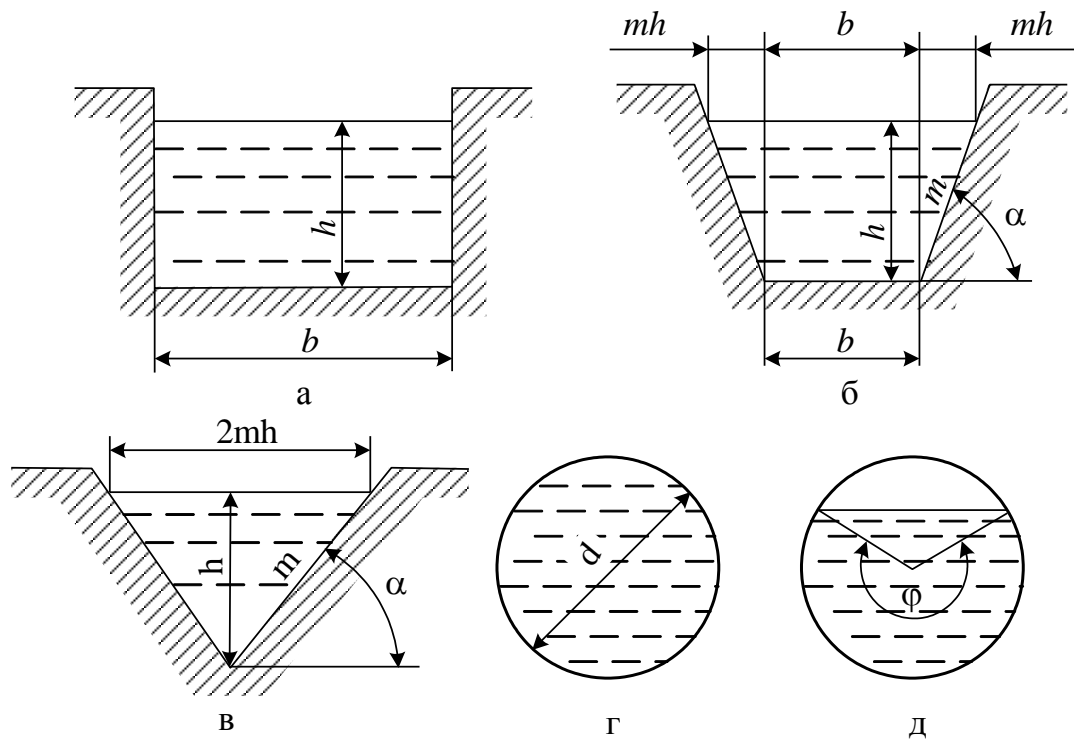
Живий переріз ω , м², – це площа перерізу потоку, перпендикулярна до загальної поздовжньої його течії (рис. 1.27).

Площа живого перерізу найбільш розповсюджених його форм (рис. 1.28) визначається за формулами, що наводяться в таблиці 1.2.

Змочений периметр χ , м, – це та частина периметра живого перерізу потоку, на якій рідина торкається твердих стінок (тобто це довжина лінії перерізу поверхні русла) (рис. 1.27, б). Чим більше змочений периметр потоку, тим більші гідравлічні опори при його русі, а значить, більші втрати енергії. Довжина змоченого периметра найбільш розповсюджених форм поперечного перерізу (рис. 1.28) визначається за формулами, що наводяться в таблиці 1.2.

Гідравлічний радіус R , м, – це відношення площі живого перерізу ω до змоченого периметра χ :

$$R = \omega / \chi. \quad (1.97)$$



а – прямокутним; б – трапецеїдальним; в – трикутним; г – круглим; д – сегментним
Рисунок 1.28 - Схеми до визначення гідравлічних характеристик потоків з поперечним перерізом

Таблиця 1.2 - Формули для визначення гідравлічних елементів потоку рідини (ω , χ , R)*

Форма поперечного перерізу	Схема, Рисунок 1.28	Площа поперечного перерізу ω , м ²	Довжина змоченого периметра χ , м	Гідравлічний радіус R , м
Прямокутна	а	$b \cdot h$	$2h + b$	$\frac{bh}{2h + b}$
Трапецеїдальна	б	$(b + mh)h$	$b + 2h\sqrt{1 + m^2}$	$\frac{h(mh + b)}{b + 2h\sqrt{1 + m^2}}$
Трикутна	в	mh^2	$2h\sqrt{1 + m^2}$	$\frac{mh}{2\sqrt{1 + m^2}}$
Кругла	г	πr^2 , або $\frac{\pi d^2}{4}$	$2\pi r$	$\frac{r}{2}$
Неповна круга (сегментна)	д	$\frac{d^2}{8} \left(\frac{\varphi\pi}{180} - \sin\varphi \right)$	$\frac{\varphi\pi d}{360}$	$\frac{d}{4} \left(1 - \frac{180 \sin\varphi}{\varphi\pi} \right)$

* Примітка: у формулах наведено: h – глибина рідини; b – ширина дна; $m = \text{ctg}\alpha$ – коефіцієнт закладання схилу; φ – центральний кут; d – внутрішній діаметр труби; r – внутрішній радіус труби.

Формули для визначення гідравлічного радіусу найбільш розповсюджених форм поперечного перерізу (рис. 1.28) наводяться в таблиці 1.2.

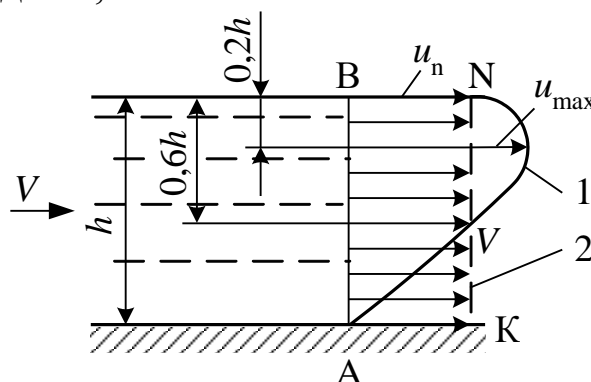
Витрата рідини Q , $\text{м}^3/\text{с}$, – це об'єм рідини, яка протікає через живий переріз потоку за одиницю часу.

Теоретично сказане обґрунтовується, якщо прийняти, що витрата рідини в елементарній струминці $dQ = \frac{dW}{t}$, тоді загальна

витрата $Q = \int_{\omega} \frac{dW}{t}$, що в кінцевому результаті дає формулу

$$Q = \frac{W}{t}, \quad (1.98)$$

де W – об'єм рідини; t – час.



1 – дійсної швидкості; 2 – середньої швидкості

Рисунок 1.29 - Схема епюр швидкості руху рідини у відкритому руслі (наприклад у річці)

Середня швидкість руху рідини V , $\text{м}/\text{с}$, – це фіктивна швидкість, з якою всі частинки рідини рухаються так, що кількість рідини, яка протікає через живий переріз, що розглядається, дорівнює дійсній кількості рідини, яка протікає через той же переріз при дійсних швидкостях руху. Дійсна швидкість руху рідини, наприклад у живому перерізі каналу, змінюється від поверхневої швидкості до максимальної на деякій глибині й далі до нуля біля дна каналу. На рисунку 1.29 показана епюра дійсних швидкостей (суцільна крива) і епюра середньої швидкості течії (пунктирна вертикальна лінія). Середня швидкість, згідно з її визначенням, буде

$$V = \frac{\int u d\omega}{\omega} = \frac{Q}{\omega}, \quad (1.99)$$

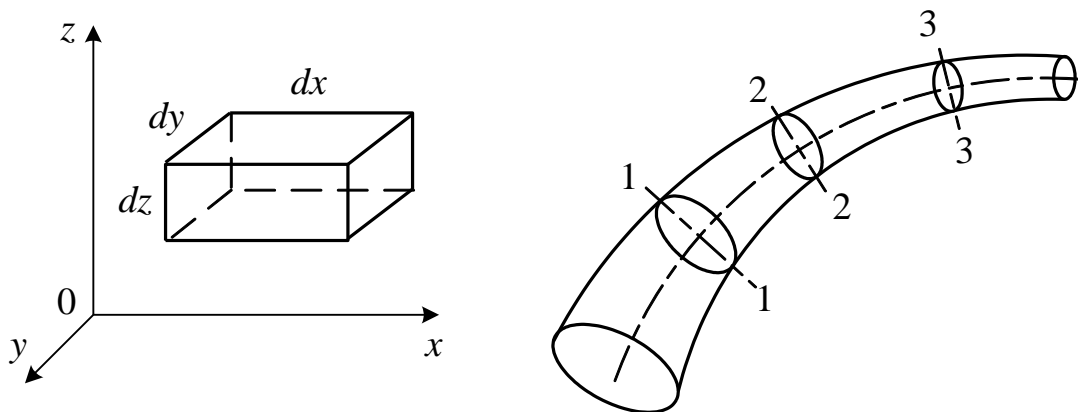
де Q – витрата рідини, $\text{м}^3/\text{с}$; ω – площа живого перерізу, м^2 .

1.3.3. Рівняння нерозривності потоку рідини

Для обґрунтування рівняння нерозривності потоку рідини будемо вважати, що розглядається потік нестискуючої рідини, суцільний за структурою, а значить, з плином часу зміни (збільшення або зменшення) маси рідини в об'ємі, який розглядається, не буде мати місця. Прослідкуємо за масою рідини, яка протікає через грані елементарного паралелепіпеда, виділеного всередині рухомої рідини (рис. 1.30, а).

Розпочнемо розгляд питання з напрямку, який співпадає з напрямком осі ox .

Припустимо зворотне, тобто що при протіканні рідини крізь грані паралелепіпеда кількість маси рідини зміниться. Тоді через ліву грань паралелепіпеда рідина втікає в нього зі швидкістю u_x , а через праву грань витікає зі швидкістю $u_x + \frac{\partial u_x}{\partial x} dx$.



а – схема до виведення рівняння нерозривності потоку рідини; б – схема, яка ілюструє нерозривність потоку рідини

Рисунок 1.30 - Схеми до обґрунтування нерозривності потоку рідини

Величина зміни кількості маси за одиницю часу в паралелепіпеді в напрямку, який співпадає з віссю ox , складе:

$$dM_x = \rho u_x dydz - \rho \left(u_x + \frac{\partial u_x}{\partial x} dx \right) dydz = -\rho \frac{\partial u_x}{\partial x} dx dydz. \quad (1.100)$$

Аналогічно цьому зміна кількості маси за одиницю часу по іншим напрямкам складе:

$$dM_y = -\rho \frac{\partial u_y}{\partial y} dx dydz; \quad dM_z = -\rho \frac{\partial u_z}{\partial z} dx dydz. \quad (1.101)$$

Але за умови нерозривності $dM = dM_x + dM_y + dM_z = 0$

$$dM = -\rho dx dy dz \left(\frac{\partial u_x}{\partial x} + \frac{\partial u_y}{\partial y} + \frac{\partial u_z}{\partial z} \right) = 0. \quad (1.102)$$

Величини ρ , dx , dy , dz не дорівнюють нулю. Отже,

$$\frac{\partial u_x}{\partial x} + \frac{\partial u_y}{\partial y} + \frac{\partial u_z}{\partial z} = 0. \quad (1.103)$$

Рівняння (1.103) називається рівнянням **нерозривності в диференціальному вигляді** (рівняння Л. Ейлера) для довільного руху нестискуючої рідини.

Для потенціального руху нестискуючої рідини існує функція φ (x , y , z), яка називається **потенціалом швидкості**, частинні похідні якої по координатних осях дорівнюють відповідним проекціям швидкості:

$$u_x = \frac{\partial \varphi}{\partial x}, \quad u_y = \frac{\partial \varphi}{\partial y}, \quad u_z = \frac{\partial \varphi}{\partial z}. \quad (1.104)$$

З урахуванням цього рівняння нерозривності (1.103) можна записати так:

$$\frac{\partial^2 \varphi}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \varphi}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \varphi}{\partial z^2} = 0. \quad (1.105)$$

Рівняння (1.105) називається **рівнянням Лапласа**.

Якщо в потоці рідини взяти перерізи 1-1, 2-2 і 3-3 (рис. 1.30, б), то для кожного з них буде справедливим рівняння (1.99), розв'язане відносно витрати рідини $Q = \omega V$, тобто:

$$Q_1 = \omega_1 V_1; \quad Q_2 = \omega_2 V_2; \quad Q_3 = \omega_3 V_3. \quad (1.106)$$

Оскільки для всіх живих перерізів потоку, який розглядається, величина Q постійна, то $Q_1 = Q_2 = Q_3$, а

$$\omega_1 V_1 = \omega_2 V_2 = \omega_3 V_3, \quad (1.107)$$

що справедливо при нерозривності потоку нестискуючої рідини.

Таким чином, у будь-якому перерізі потоку рідини її витрата Q визначається залежністю

$$Q = \omega V, \quad (1.108)$$

де ω – площа живого перерізу, м^2 ; V – середня швидкість руху рідини, м/с .

1.3.4. Основне рівняння гідродинаміки (рівняння Д. Бернуллі)

Рівняння, про яке йтиметься нижче, є теоретичним обґрунтуванням руху рідин, а тому і вважається основним рівнянням гідродинаміки. Воно встановлює зв'язок між висотним положенням потоку рідини відносно площини порівняння, тиском і швидкістю руху рідини в будь-якому перерізі потоку. Рівняння називається ім'ям Д. Бернуллі (швейцарця за походженням), оскільки ним було вперше встановлено зв'язок між тиском і швидкістю рідини в потоці. Вперше було опубліковане в 1738 р.

У тому вигляді, в якому ми будемо його розглядати, рівняння було сформоване пізніше, але Д. Бернуллі було віддано належне, і рівняння на його честь назване його ім'ям.

За вже усталеною методикою, спочатку розглянемо рівняння стосовно елементарної струминки ідеальної (нев'язкої), а потім реальної (в'язкої) рідини.

Для цього виділимо в рухомій рідині нескінченно малих розмірів паралелепіпед (рис. 1.31).

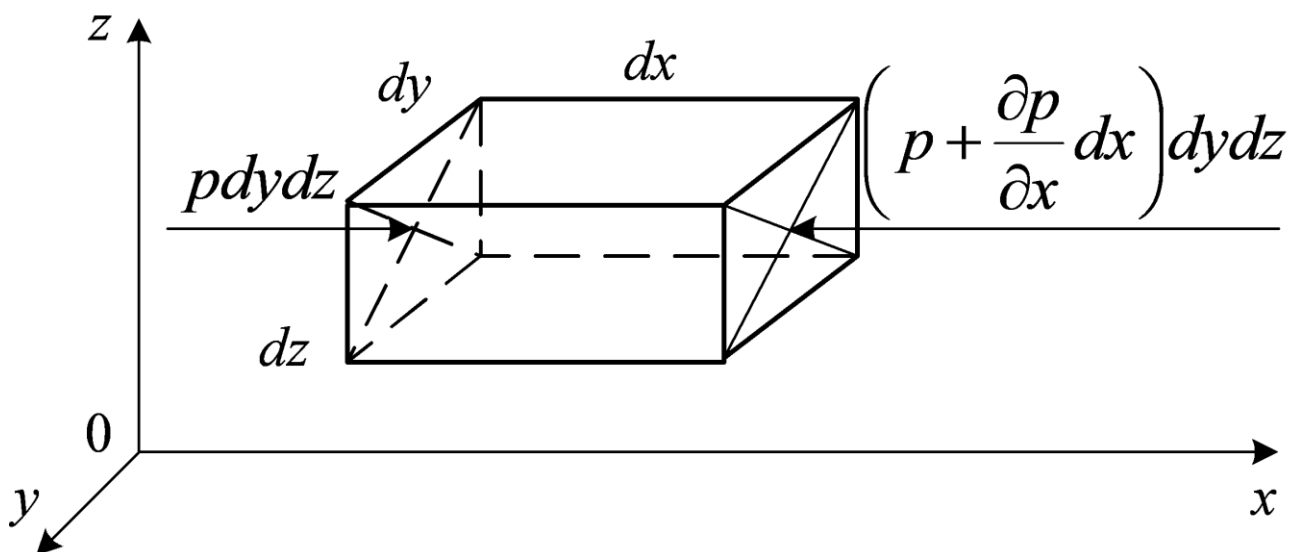


Рисунок 1.31 - Схема до виведення рівняння Д. Бернуллі

Складемо рівняння руху паралелепіпеда вздовж осі OX , скориставшись при цьому методом Ейлера (див. п. 1.3.3). Згідно з рисунком 1.8, на паралелепіпед зліва діє сила $p dy dz$, а справа – $\left(p + \frac{\partial p}{\partial x} dx\right) dy dz$ і масова сила $\rho dx dy dz X$. Якщо до названих сил додати силу інерції зі зворотним знаком, то, згідно з принципом

Даламбера, можна вважати, що паралелепіпед знаходиться в стані рівноваги.

Складові сил інерції по координатних осях описуються так:

$$\rho dx dy dz \frac{du_x}{dt}; \quad \rho dx dy dz \frac{du_y}{dt}; \quad \rho dx dy dz \frac{du_z}{dt}. \quad (1.109)$$

Якщо рівняння (1.105) віднести до одиниці маси, розділивши їх на $\rho dx dy dz$, то отримаємо:

$$-1 \frac{du_x}{dt}; \quad -1 \frac{du_y}{dt}; \quad -1 \frac{du_z}{dt}. \quad (1.110)$$

Додавши до рівнянь рівноваги рідини (1.23) сили інерції, замінивши $F_x = X$, $F_y = Y$, $F_z = Z$, одержимо диференціальні рівняння руху нев'язкої рідини (рівняння Ейлера):

$$X - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} = \frac{\partial u_x}{dt}; \quad Y - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial y} = \frac{\partial u_y}{dt}; \quad Z - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial z} = \frac{\partial u_z}{dt}. \quad (1.111)$$

Помножимо складові рівнянь (1.111) відповідно на dx , dy , dz і складемо їх:

$$(Xdx + Ydy + Zdz) - \frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial p}{\partial x} dx + \frac{\partial p}{\partial y} dy + \frac{\partial p}{\partial z} dz \right) = \frac{du_x}{dt} dx + \frac{du_y}{dt} dy + \frac{du_z}{dt} dz. \quad (1.112)$$

Спростимо отримане рівняння (1.112) таким чином:

1. Вираз $(Xdx + Ydy + Zdz)$ будемо вважати повним диференціалом якоїсь функції Π , тобто

$$d\Pi = Xdx + Ydy + Zdz. \quad (1.113)$$

2. Вважаючи рух сталим, тобто $p = f(x, y, z)$, можна записати:

$$dp = \frac{\partial p}{\partial x} dx + \frac{\partial p}{\partial y} dy + \frac{\partial p}{\partial z} dz. \quad (1.114)$$

3. Оскільки $u_x = \frac{dx}{dt}$, то $\frac{du}{dt} dx = \frac{du_x}{dt} u_x dt = u_x du_x = d\left(\frac{u_x^2}{2}\right)$.

Аналогічно можна записати і для осей Y і Z :

$$\frac{du_y}{dt} dy = d\left(\frac{u_y^2}{2}\right) \quad \text{і} \quad \frac{du_z}{dt} dz = d\left(\frac{u_z^2}{2}\right). \quad (1.115)$$

Підставивши отримані вирази в рівняння (1.108), одержимо:

$$d\Pi - \frac{1}{\rho} dp = \frac{1}{2} d(u^2), \quad \text{або} \quad \frac{1}{\rho} dp + \frac{1}{2} d(u^2) - d\Pi = 0. \quad (1.116)$$

Після інтегрування отримаємо:

$$\frac{p}{\rho} + \frac{u^2}{2} - \Pi = \text{const}. \quad (1.117)$$

Якщо рідина рухається тільки під дією зовнішньої сили

тяжіння, то $d\Pi = Zdz = -gdz$. Звідси $\Pi = -gZ$. Підставивши цей вираз в рівняння (1.117), отримаємо:

$$\frac{p}{\rho} + \frac{u^2}{2} + gz = \text{const.} \quad (1.118)$$

Розділимо рівняння (1.118) на g , віднісши його до одиниці ваги рідини, отримаємо:

$$z + \frac{p}{\gamma} + \frac{u^2}{2g} = \text{const} = H_r, \quad (1.119)$$

де H_r – гідродинамічний напір, м.

Для нев'язкої рідини рівняння (1.119) для двох перерізів 1-1 і 2-2 можна записати у вигляді рівності гідродинамічних напорів у цих перерізах $H_{r1} = H_{r2}$, або

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{u_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{u_2^2}{2g}. \quad (1.120)$$

Отримане рівняння є рівнянням Бернуллі для елементарної струминки нев'язкої рідини.

Для в'язкої (реальної) рідини напір у будь-якому вищерозташованому перерізі завжди буде більше напору в нижчерозташованому за течією перерізі, оскільки частина енергії витрачається на подолання сил опору, і рівняння (1.120) набере вигляду

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{u_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{u_2^2}{2g} + h_b, \quad (1.121)$$

де h_b – втрати напору на подолання всіх опорів (сил в'язкості і сил тертя рідини об поверхню русла), $h_b = H_{r1} - H_{r2}$.

Для потоку в'язкої (реальної) рідини рівняння (1.121) можна застосувати за умови, якщо рух рідини буде сталим і плавномінним, тобто таким, при якому кут розходження між сусідніми елементарними струминками буде настільки малим, що складовими швидкості в поперечному напрямку можна знехтувати. Тоді буде справедливим основний закон гідростатики, тобто величина $z = p/\gamma$, однакова в усіх точках перерізу.

При русі рідини вздовж твердої стінки її швидкість досягає максимального значення в центральній частині потоку і зменшується до нуля біля дна русла. Нерівномірний розподіл швидкостей означає неоднакове скочування одних елементарних струминок по інших. Враховуючи все це, у рівняння Бернуллі вводиться середня швидкість руху рідини V . Для приведення результатів розрахунків по середній швидкості у відповідність з дійсними швидкостями вводиться коефіцієнт α , який характеризує

нерівномірність розподілу швидкостей по живому перерізу потоку і є відношенням кінетичної енергії, вирахованої за дійсними швидкостями руху, до енергії, вирахованої за середньою швидкістю руху рідини в тому ж перерізі, тобто

$$\alpha = \frac{\int u^2 dM}{MV^2}, \quad (1.122)$$

де M – маса рідини; u і V – відповідно дійсна й середня швидкості руху рідини.

Таким чином, для двох перерізів у потоці в'язкої (реальної) рідини, з урахуванням вищенаведених положень, рівняння Бернуллі буде мати такий вигляд:

$$Z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{\alpha V_1^2}{2g} = Z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{\alpha V_2^2}{2g} + h_b, \quad (1.123)$$

де Z_1, Z_2 – висотне положення перерізів відносно площини порівняння; p_1, p_2 – гідростатичний тиск відповідно у першому і другому перерізах; γ – питома вага рідини ($\gamma = \rho g$); α – коефіцієнт, який враховує нерівномірність розподілу швидкостей по живому перерізу потоку ($\alpha = 1,05 \dots 1,1$); V_1, V_2 – середня швидкість руху рідини відповідно у першому і другому перерізах; g – прискорення вільного падіння; h_b – втрати напору при русі рідини від першого до другого перерізу.

Кожна з величин, які входять до рівняння Бернуллі (1.123), може змінюватися, але їхня сума в кожному перерізі є постійною, тобто

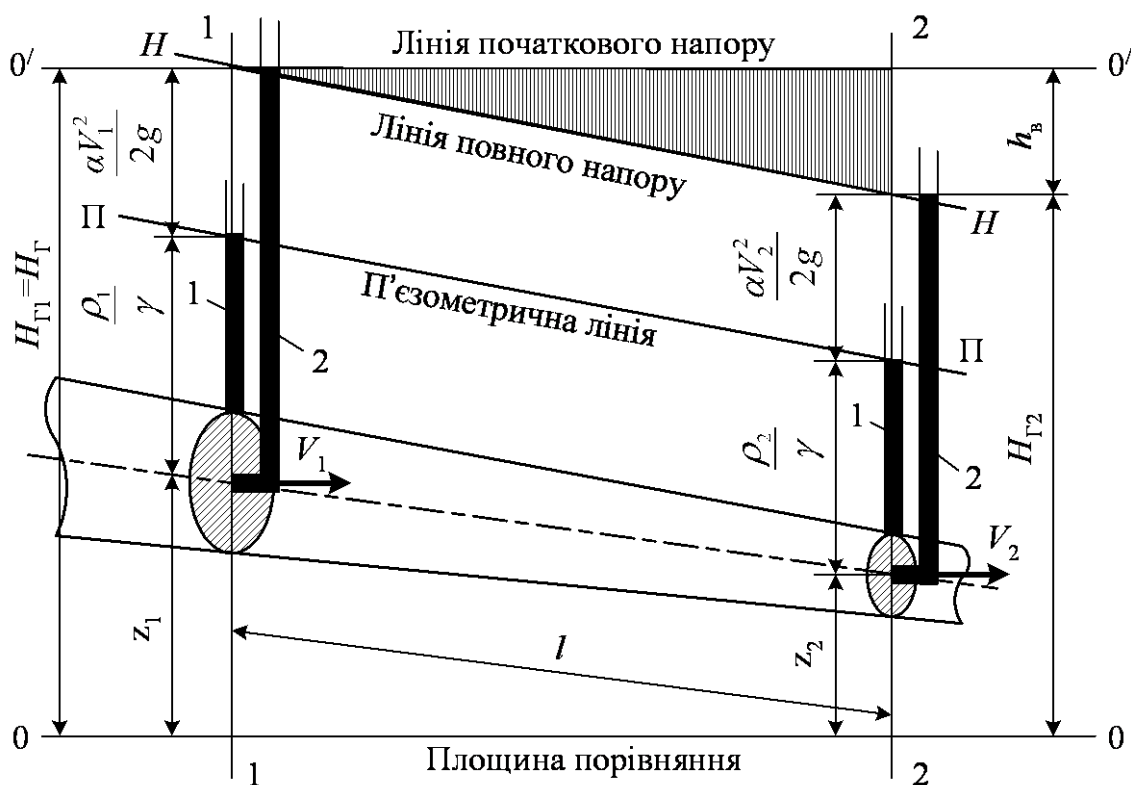
$$Z + \frac{p}{\gamma} + \frac{\alpha V^2}{2g} = \text{const}. \quad (1.124)$$

1.3.5. Геометричне зображення (інтерпретація) рівняння Бернуллі

Геометричне зображення рівняння Бернуллі полягає в тому, що величини, які відповідають значенням його членів, зображуються відрізками ліній, оскільки всі члени рівняння мають лінійну розмірність. У потоці рідини, на відстані l один від одного намітимо два перерізи: 1-1 (вище за течією) і 2-2 (нижче за течією) (рис. 1.32).

У відповідності з цим величини в першому перерізі позначимо індексами 1, а в другому – 2. Якщо за площину

порівняння взяти довільну площину 0-0, то відстань від неї до центра тяжіння живих перерізів відповідно буде Z_1 і Z_2 , тобто буде зображувати перший член рівняння Бернуллі.



1 – п'єзометри; 2 – трубки Піто-Прандля

Рисунок 1.32 - Графічне зображення рівняння Д. Бернуллі

Встановимо в перерізах п'єзометри, рідина в них підніметься відповідно на висоту p_1/γ і p_2/γ , що у свою чергу є п'єзометричною висотою в цих перерізах, яка відповідає гідростатичному тиску в них. Таким чином геометрично зображається другий член рівняння Бернуллі. Встановимо в перерізах швидкісні трубки (трубки Піто) із загнутими під прямим кутом нижніми відкритими кінцями, напрямленими проти течії. Рідина в них підніметься вище, ніж у п'єзометрах, на висоту, яка відповідатиме третьому члену рівняння Бернуллі, а саме: $V_1^2/2g$ і $V_2^2/2g$. Різниця рівнів рідини в трубках Піто в першому і другому перерізах дорівнює втратам повного напору h_b . З урахуванням цього рівняння Бернуллі (1.123) можна записати в такому вигляді:

$$H_{\Gamma 1} = H_{\Gamma 2} + h_b = H_{\Gamma}, \quad (1.125)$$

тобто для будь-якого потоку величина H_{Γ} залишається постійною.

Лінія, проведена через рівні рідини в першому і другому п'єзометрах, називається **п'єзометричною лінією** П-П. Падіння (зниження) п'єзометричної лінії на одиницю довжини потоку

називається п'єзометричним похилом, який описується таким рівнянням:

$$I_p = \frac{\left(Z_1 + \frac{p_1}{\gamma}\right) - \left(Z_2 + \frac{p_2}{\gamma}\right)}{l} = \frac{h_{bp}}{l}, \quad (1.126)$$

де l – відстані між першим і другим перерізами (довжина потоку); h_{bp} – втрати п'єзометричного напору.

П'єзометричний похил може бути як позитивним, так і негативним. Сума $\left(Z_1 + \frac{p_1}{\gamma}\right) - \left(Z_2 + \frac{p_2}{\gamma}\right)$ і називається **п'єзометричним (потенціальним) напором** в перерізах.

Лінія, проведена через рівні рідини в першій і другій трубках Піто, називається **лінією повного, або гідродинамічного, напору $H-H$** . Її падіння на одиницю довжини потоку називається **гідралічним похилом** і виражається рівнянням

$$I = \frac{\left(Z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{\alpha V_1^2}{2g}\right) - \left(Z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{\alpha V_2^2}{2g}\right)}{l}, \quad (1.127)$$

або скорочено можна записати

$$I = \frac{H_{r1} - H_{r2}}{l} = \frac{h_b}{l}, \quad (1.128)$$

де h_b – втрати повного напору при русі рідини від першого до другого перерізу.

Лінія повного напору $H-H$ може тільки знижуватися, оскільки повна енергія при русі потоку рідини постійно витрачається.

При рівномірному русі рідини лінія повного напору $H-H$ буде паралельною п'єзометричній лінії $П-П$ і гідралічний похил буде дорівнювати п'єзометричному: $I = I_p$.

Для нев'язкої (ідеальної) рідини лінія повного напору $H-H$ буде паралельною площині порівняння і співпадатиме з лінією початкового напору (рис. 1.32), тобто $h_b = 0$.

1.3.6. Фізична суть рівняння Бернуллі

Фізична суть рівняння Бернуллі полягає в тому, що воно описує той чи інший вид питомої енергії у поперечному перерізі рухомої рідини, тобто енергії, яка припадає на одиницю ваги рідини, що нами було обґрунтовано при виведенні рівняння (1.119).

З рівняння Бернуллі (1.123) видно, що повна питома енергія потоку рідини складається з питомої енергії положення Z , питомої енергії тиску p/γ і питомої кінетичної енергії $\alpha V^2/(2g)$, а також що повна енергія зменшується по довжині потоку в напрямку руху рідини через подолання сил тертя.

Два перші члени рівняння Бернуллі $Z + p/\gamma = H_p$ зображають потенціальну питому енергію E_p , третій член $V^2/(2g)$ – кінетичну питому енергію E_k , що не складає труднощів обґрунтувати це.

Візьмемо масу рідини M , яка рухається зі швидкістю V . Вага її буде $G = Mg$.

Кінетична енергія, як відомо, описується рівнянням $E_k = MV^2/2$. Оскільки нашою метою є довести, що енергія E_k є питомою, тобто $E_{k \text{ пит}}$, то віднесемо її до ваги, тобто

$$E_{k \text{ пит}} = \frac{E_k}{G} = \frac{MV^2/2}{Mg} = \frac{V^2}{2g}. \quad (1.129)$$

Таким чином, $V^2/(2g)$ є питома кінематична енергія.

Повний напір H являє собою суму потенціального і швидкісного напорів, або повну питому енергію рухомої рідини, тобто

$$H = E_{\text{пит полож}} + E_{\text{пит тиску}} + E_{\text{пит кін}} = E_{\text{пит пов}}. \quad (1.130)$$

Таким чином, у відповідності з рівнянням Бернуллі повна питома енергія, яку несе потік рідини, у сумі з енергією, яка втрачається при її русі, є постійною. Окремі види енергії вздовж потоку можуть змінюватися, але їхня сума залишається незмінною в будь-якому його перерізі. Це дає змогу зробити висновок, що рівняння Бернуллі виражає відомий закон збереження енергії стосовно руху рідини.

1.3.7. Умови та приклади застосування рівняння Бернуллі

Рівняння Бернуллі широко застосовується при дослідженні гідравлічних явищ, наприклад таких, як витікання рідини через отвори й насадки і т. ін., та при розв'язанні багатьох інженерних задач.

Перша умова щодо застосування рівняння Бернуллі витікає з допущень, які робилися при його виведенні. Рівняння застосовується для сталого плавнозмінного руху рідини, тобто руху, при якому швидкість і напір (тиск) залежать лише від координат

точки в рідині й незмінні з плином часу, а швидкість частинок рідини постійна вздовж їхніх траєкторій при незначній крутизні ліній течії. Цим вимогам відповідають потоки рідин у трубопроводах, каналах і в інших гідравлічних системах.

Другою умовою можна вважати те, що рівняння Бернуллі застосовується до поперечного перерізу потоку рідини в цілому, а не до окремих його точок. Це правило обґрунтовується гідростатичним законом розподілу тиску в будь-якому перерізі рухомої рідини, тобто $Z + p/\gamma = \text{const}$.

Третьою умовою слід вважати деякі обмеження (поради) щодо вибору поперечних перерізів. Саме в обраних перерізах повинна витримуватися вимога щодо плавномісності руху рідини, а між ними рух може бути й різкозмінним. Поперечні перерізи та площину порівняння слід призначати в тих місцях, де найбільша кількість величин були б відомими, їхні значення дорівнювали б нулю або були б пошуковими.

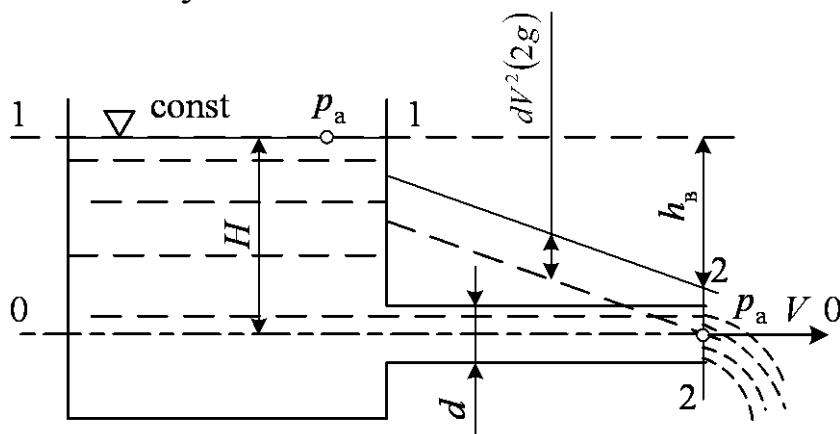


Рисунок 1.33 - Схема до прикладу застосування рівняння Бернуллі

Як приклад розглянемо випадок, коли рідина з відкритого резервуара з постійним її рівнем у ньому витікає через горизонтальну трубу $d = 100$ мм (рис. 1.33). Напір над віссю труби $H = 4$ м, витрата рідини $Q = 25$ л/с. Необхідно знайти втрати напору h_b .

Розв'яжемо задачу із застосуванням рівняння Бернуллі в такій послідовності. Виберемо площину порівняння й два перерізи з урахуванням вищенаведених рекомендацій. У нашому випадку площину порівняння 0-0 доцільно прийняти по осі труби, а перший переріз доцільно прийняти на вільній поверхні рідини. Тоді $Z_1 = H$, $p_1 = p_a$, $V_1 \approx 0$ (тому що в порівнянні зі швидкістю рідини в трубі швидкість у резервуарі буде незначною). Другий переріз приймемо на виході з труби. Тоді $Z_2 = h_b$, $p_2 = p_a$, $V_2 = V$. Підставивши значення величин у рівняння Бернуллі, одержимо:

$$h_b = H - \frac{\alpha V^2}{2g} = H - \frac{\alpha Q^2 \cdot 16}{2g\pi^2 d^4} = H - \frac{8\alpha Q^2}{g\pi^2 d^4} = 4 - \frac{8 \cdot 1,1 \cdot 0,025^2}{9,81 \cdot 3,14^2 \cdot 0,1^2} = 3,99 \text{ м.}$$

1.3.8. Основне рівняння рівномірного руху рідин

Як зазначалося вище, при рівномірному русі незмінними є живий переріз ω , середня швидкість V та глибина потоку h .

Метою розгляду цього рівняння є встановлення залежності між силами опору і втратами напору по довжині потоку.

Виділимо в потоці рідини, яка рухається рівномірно, деякий об'єм у формі циліндра довжиною l (рис. 1.34).

Рівняння рівноваги циліндра буде мати вигляд

$$P_1 - P_2 - T + G \cdot \sin \alpha = 0 \quad (1.131)$$

$$\text{або } (p_1 - p_2)\omega - \tau \chi l + \rho g l \omega \sin \alpha = 0, \quad (1.132)$$

де p_1, p_2 – середній тиск в перерізах 1 і 2, Па; ω – площа перерізу, м²; τ – середнє дотичне напруження, Па; χ – змочений периметр, м; α – кут нахилу осі циліндра до горизонтальної поверхні.

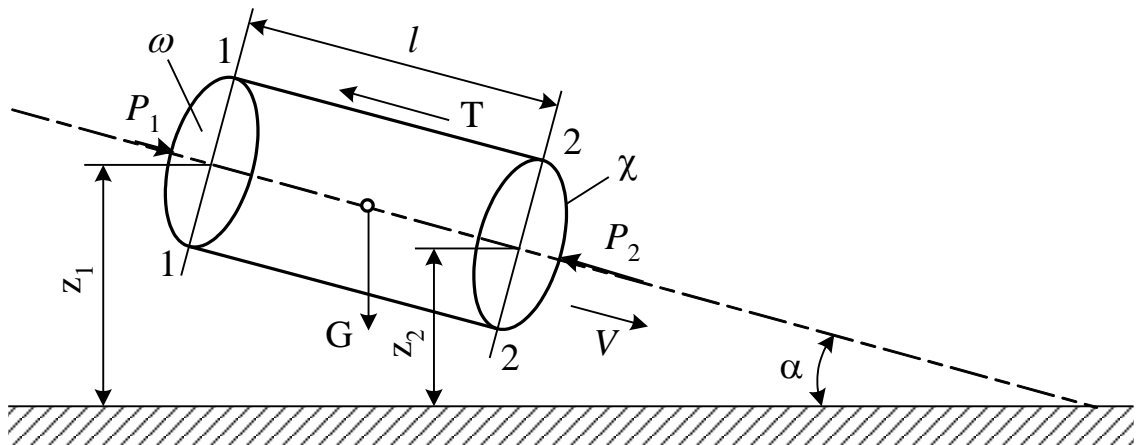


Рисунок 1.34 - Схема до виведення основного рівняння рівномірного руху рідини

Розділивши рівняння (1.132) на $\rho g \omega l$ та підставивши значення $\sin \alpha = (Z_1 - Z_2)/l$, отримаємо:

$$\frac{p_1 - p_2}{\rho g l} - \tau \frac{\chi}{\rho g \omega} + \frac{Z_1 - Z_2}{l} = 0, \quad (1.133)$$

звідки

$$\tau \frac{\chi}{\rho g \omega} = \frac{\frac{p_1 - p_2}{\rho g} + Z_1 - Z_2}{l}. \quad (1.134)$$

Права частина рівняння (1.134) є гідравлічним похилом I , а відношення $\frac{\chi}{\omega} = \frac{1}{R}$, тоді

$$\tau = \rho g R I. \quad (1.135)$$

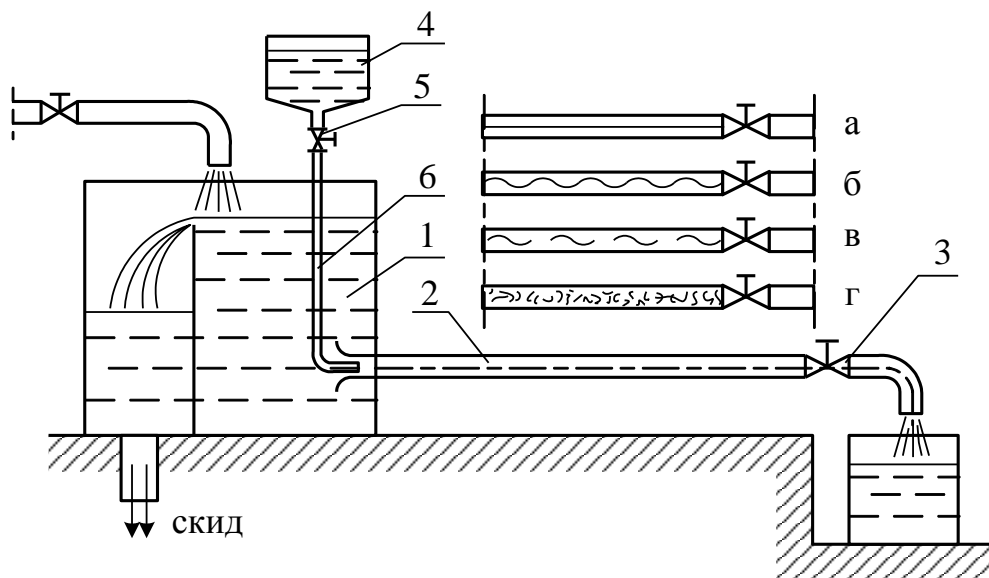
Рівняння (1.135) є **основним рівнянням рівномірного руху**. Воно показує, що робота зовнішніх сил, прикладених до деякого об'єму рідини, завжди дорівнює роботі сил тертя.

1.3.9. Режими руху рідин

В інженерній практиці зустрічаються два режими руху рідин: **ламінальний** (від лат. lamina – шар) – рідина рухається окремими шарами (струминками) без перемішування, і **турбулентний** (від лат. turbulentus – безладний) – рідина рухається з перемішуванням частинок рідини, струминність потоку порушується.

Прикладами ламінарного руху рідин є рух рідин з великою в'язкістю, а саме: нафти, мазуту, рух підземних вод у порах водоносних пластів і т. ін. Турбулентний режим руху рідин має місце при русі, наприклад, води в каналах, трубопроводах.

Це явище було проілюстроване в 1883 р. англійським фізиком О. Рейнольдсом на спеціальній установці (рис. 1.35).



1 – бак з рідиною; 2 – скляна трубка; 3 – кран; 4 – посудина з барвником; 5 – кран; 6 – трубка для барвника; а – ламінальний рух; б, в, г – турбулентний рух

Рисунок 1.35 - Схема установки для дослідження режимів руху рідини

При малому відкритті крана 3 потік у трубці 2 буде рухатися з малою швидкістю, і якщо в нього по трубці 5 пустити барвник, то він утворить прямолінійну струминку, яка не буде змішуватися з

оточуючою рідиною. Такий рух називається **ламінарним** (рис. 1.35, а). При подальшому відкритті крана струмина барвника стане хвилеподібною (рис. 1.35, б), при ще більшому відкритті крана швидкість збільшиться, і в струминці з'являться розриви (рис. 1.35, в), а потім настане і повне руйнування струминки барвника, тобто барвник повністю змішається з рідиною в трубці 2 (рис. 1.35, г). Такий рух називається **турбулентним**.

Швидкість, при якій змінюється режим руху, називається **критичною**.

Шляхом досліджень встановлено, що режим руху рідин характеризується числом значенням безрозмірного параметра, який називається **числом Рейнольдса R_e** .

Для круглих перерізів воно визначається рівнянням

$$R_e = \frac{Vd}{\nu}, \quad (1.136)$$

де V – середня швидкість руху рідини; d – діаметр трубопроводу; ν – кінематичний коефіцієнт в'язкості рідини.

Режим руху рідини встановлюється за критичним числом Рейнольдса, яке для круглих трубопроводів становить $R_{e\text{кр}} = 2320$.

У каналах і руслах некруглого поперечного перерізу

$$R_{e\text{кр}} = \frac{4VR}{\nu}, \quad (1.137)$$

де R – гідравлічний радіус, $R = d/4$.

Критичне число Рейнольдса для некруглих перерізів $R_{e\text{кр нкр}} = 300 \dots 500$.

Отже, для встановлення режиму руху рідини необхідно співставити фактичне число Рейнольдса, яке визначається за формулами (1.136) або (1.137), з критичним: якщо фактичне $R_e < R_{e\text{кр}}$, то рух ламінарний, якщо ж $R_e > R_{e\text{кр}}$ – рух рідини турбулентний.

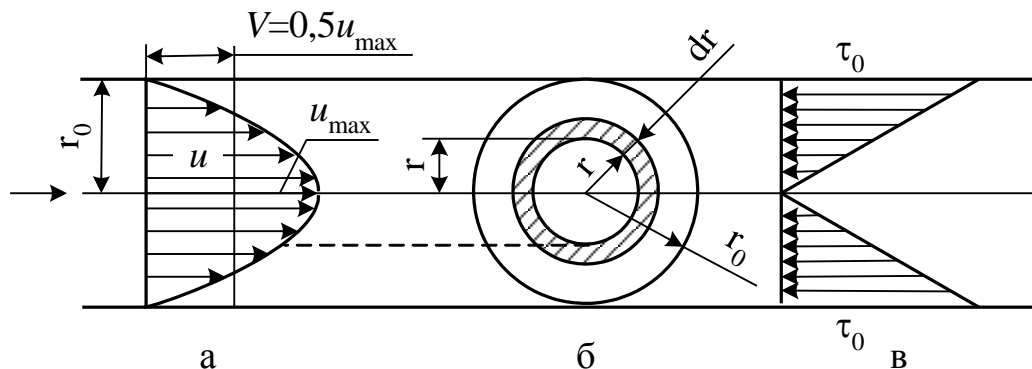
Розглянемо механізм явищ, які відбуваються в потоці рідини при різних режимах її руху. Русло, по якому рухається рідина (труба чи відкритий потік), завжди має певну шорсткість.

Розглянемо ламінарний рівномірний рух рідини в горизонтальному циліндричному трубопроводі радіусом r_0 і встановимо характер розподілу швидкостей і дотичних напружень у потоці при цьому.

При **ламінарному** режимі рідина рухається окремими шарами. Виступи шорсткості завжди втоплені в ламінарному пристінному шарі, тобто основний потік не торкається виступів шорсткості, а тому рух при цьому буде завжди **гідравлічно**

гладким.

Рух рідини в цьому випадку можна уявити як сукупність безкінечно тонких кільцевих, концентричних відносно осі потоку, шарів, які переміщуються один відносно одного (сковзаються) (рис. 1.36, а, б).



а – еюра швидкостей (дійсної і середньої); б – концентричний відносно осі труби, безкінечно тонкий шар; в – еюра дотичних напружень

Рисунок 1.36 - Схема до розгляду ламінарного руху рідини

Дотичні напруження, які виникають між шарами, $\tau = -\mu du/dr$. З іншого боку, згідно з основним рівнянням рівномірного руху, $\tau = \rho g R I$. Замінивши $R = r/2$, отримаємо $\tau = \rho g I (r/2)$. Прирівняємо обидва рівняння:

$$\rho g \frac{r}{2} I = -\mu \frac{du}{dr}, \quad (1.138)$$

звідки

$$du = -\frac{\rho g I}{2\mu} r dr = -\frac{g I}{2\nu} r dr, \quad (1.139)$$

де $\nu = \mu/\rho$.

Після інтегрування отримаємо:

$$u = -\frac{g I}{4\nu} r^2 + c. \quad (1.140)$$

Постійну інтегрування c знайдемо за умови, що $r = r_0$, а дійсна швидкість $u = 0$. Тоді $c = g I r_0^2 / (4\nu)$. Звідки

$$u = \frac{g I}{4\nu} (r_0^2 - r^2). \quad (1.141)$$

Отримане рівняння є рівнянням параболи. Таким чином, при ламінарному русі еюри дійсних швидкостей у трубопроводі мають вигляд параболи (рис. 1.36, а).

Замінімо в рівнянні (1.141) $\nu = \mu/\rho$, тоді для центральної

струмині при $r = 0$ отримаємо:

$$u_{\max} = \gamma \frac{I}{4\mu} r_0^2. \quad (1.142)$$

Витрату рідини через трубопровід знайдемо з формули

$$Q = \int_0^{r_0} 2\pi r dr u = \int_0^{r_0} 2\pi r dr \frac{I}{4\mu} (r_0^2 - r^2) \gamma = \gamma \frac{\pi}{2} \cdot \frac{I}{\mu} \left(\frac{r_0^4}{2} - \frac{r_0^4}{4} \right) = \frac{\pi}{8} I \gamma r_0^4$$

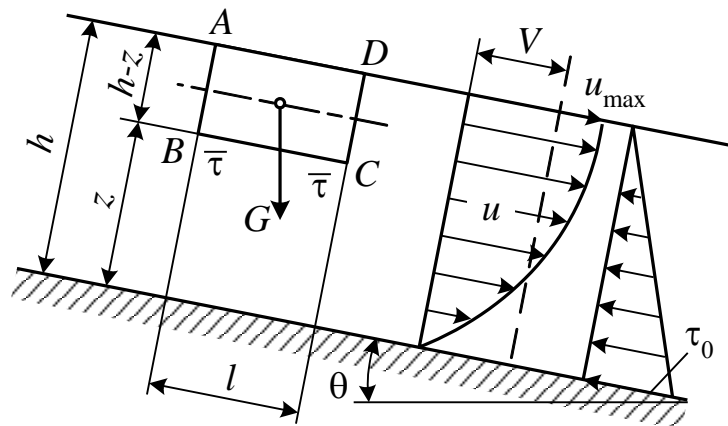
Середня швидкість буде

$$V = \frac{Q}{\pi r_0^2} = \gamma \frac{I}{8\mu} r_0^2. \quad (1.144)$$

Із співвідношення максимальної (1.142) і середньої (1.144) швидкостей маємо:

$$V = \frac{u_{\max}}{2}. \quad (1.145)$$

Закон розподілу дотичних напружень (епюру) встановимо за допомогою основного рівняння рівномірного руху $\tau = \gamma R I$. Для круглого перерізу $R = d/4 = r/2$, тоді рівняння набере вигляду $\tau = \gamma r I/2$, тобто рівняння прямої, а для її побудови необхідні дві точки. При $r = 0$, тобто на осі трубопроводу, $\tau = 0$, при $r = r_0$ (біля стінок трубопроводу) $\tau = \max$ (рис. 1.36, в).



у відкритому потоці:

θ – кут нахилу дна; h – глибина потоку; $ABCD$ – відсік, що розглядається; l – довжина відсіку; $h-z$ – висота відсіку

Рисунок 1.37 - Схема до обґрунтування ламінарного руху рідини

Епюри швидкостей та дотичних напружень у відкритому безнапірному **плоскому** ламінарному потоці показано на рисунку 1.37. Зауважимо, що плоским (двовірним) рухом вважається такий рух, при якому кінематичні характеристики залежать тільки від двох координат і не залежать від третьої.

При доведенні рівняння епюри швидкостей розглядається рух виділеного на рисунку 1.37 відсіку $ABCD$, на підставі чого відшукуване рівняння має такий вигляд:

$$u = \frac{gi}{2\nu} z(2h - z), \quad (1.146)$$

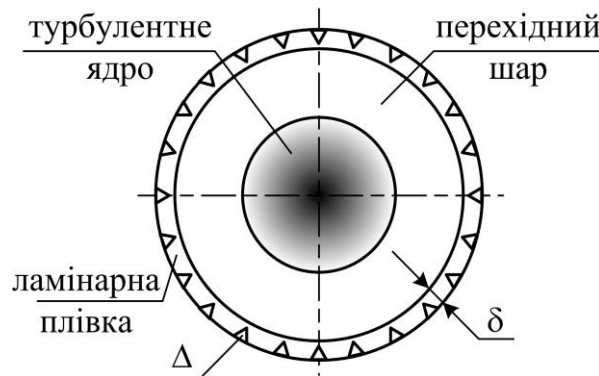
де i – похил дна.

Таким чином, у відкритому потоці дійсні швидкості розподіляються за глибиною потоку по параболі, максимальна швидкість буде мати місце на поверхні:

$$u_{\max} = \frac{gi}{2\nu} h^2. \quad (1.147)$$

Середня швидкість визначиться залежністю

$$V = \frac{2}{3} u_{\max}. \quad (1.148)$$



Δ – висупи шорсткості; δ – товщина ламінарної плівки

Рисунок 1.38 - Схема поперечного перерізу трубопроводу з турбулентним режимом руху рідини

Дотичні напруження змінюються за лінійним законом від нуля на поверхні потоку до $\tau_0 = \rho g h i$ біля дна.

При **турбулентному** режимі руху рідини структура потоку більш складна. Біля стінок спочатку зберігається деякий шар рідини, яка рухається з малими швидкостями. Цей шар називається **ламінарною плівкою**. Товщина її справляє суттєвий вплив на розподіл швидкостей у потоці, і відбувається це в поєднанні з шорсткістю стінок русла (рис. 1.38). Можливі три види цього співвідношення.

Перший випадок: $\delta_{\text{лп}} > \Delta$, тобто висупи шорсткості втоплені в ламінарній плівці.

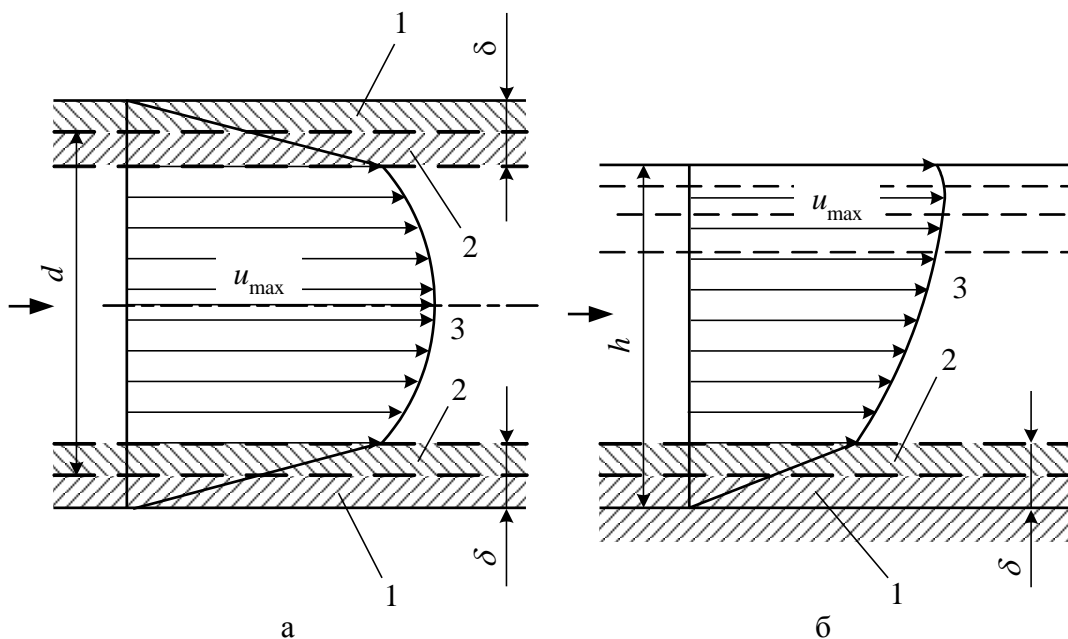
Завдяки цьому основна маса рідини не торкається висупів шорсткості, а рухається, ковзаючи по пристінній ламінарній плівці, і рух називається **гідравлічно гладким** (не дивлячись, що

розглядається турбулентний режим).

Другий випадок: $\delta_{лп} = \Delta$, тобто товщина ламінарної плівки дорівнює висоті виступів шорсткості. Такий рух називається **перехідною зоною**. Зрозуміло, що в цьому випадку можливе торкання основного потоку з виступами шорсткості

Третій випадок: $\delta_{лп} < \Delta$, тобто ламінарна плівка зникає, і основний турбулентний потік рухається, безпосередньо торкаючись виступів шорсткості. Рух рідини називається **гідравлічно шорстким**, або це називається квадратичною зоною гідравлічних опорів. Слід відзначити, що абсолютна шорсткість труб не залишається постійною в процесі експлуатації трубопроводів. Спочатку нові труби мають певну шорсткість, яка внаслідок відшліфування рухомим потоком, з включеннями в ньому, зменшується, а потім, внаслідок явищ кристалізації, шорсткість труб збільшується впритул до повного “заростання” трубопроводу.

Що стосується структури потоку при турбулентному режимі руху рідини в круглому трубопроводі, то швидкості в ньому розподіляються більш рівномірно, будучи за абсолютним значенням більшими, ніж при ламінарному режимі руху (рис. 1.39).



а – у трубопроводі; б – у відкритому каналі; 1 – ламінарна плівка; 2 – перехідний шар; 3 – ядро турбулентної течії

Рисунок 1.39 - Схема розподілу швидкостей при турбулентному режимі руху рідини

Фігура розподілу швидкостей у перерізі трубопроводу наближається до криволінійної трапеції (рис. 1.39, а), а в центрі трубопроводу швидкості взагалі близькі між собою, і середня швидкість $V = (0,75...0,9) u_{max}$. Дотичні напруження розподіляються за більш складним законом, ніж при ламінарному

режимі.

Загальні дотичні напруження $\tau_{\text{турб}}$ складаються з двох складових:

$$\tau_{\text{турб}} = \tau_1 + \tau_2, \quad (1.149)$$

де τ_1 – дотичні напруження, обумовлені в'язкістю рідини, визначаються залежністю (1.7); τ_2 – дотичні напруження, обумовлені тертям внаслідок інтенсивного перемішування рідини. За теорією Прандтля – Кармана,

$$\tau_2 = \rho l^2 (du/dh)^2, \quad (1.150)$$

де ρ – густина рідини; l – довжина шляху перемішування; du/dh – градієнт швидкості.

Оскільки побудова епюри дотичних напружень ускладнена, то тут, як і в більшості літературних джерел з гідравліки, вона не наводиться.

Епюра розподілу швидкостей при турбулентному режимі руху рідини у відкритому руслі показана на рисунку 1.39, б.

Характер розподілу швидкостей при цьому описується порівняно складним рівнянням:

$$u_x = V \frac{\ln(1 + \beta/\alpha)}{\ln \frac{1}{\alpha} - 1}, \quad (1.151)$$

де u_x – місцева середня швидкість у довільній точці; β – відносна глибина, $\beta = y/h$, де y – відстань від вільної поверхні до точки, яка розглядається, h – глибина потоку; α – відносна шорсткість, $\alpha = \Delta/h$, де Δ – висота виступів шорсткості.

1.3.10. Гідромеханічна подібність

1.3.10.1. Моделювання гідравлічних явищ

При вивченні гідравлічних явищ, пов'язаних з рухом рідин, застосовуються аналітичні (теоретичні) дослідження та розрахунки, а також експериментальні дослідження. Сполучення цих двох видів досліджень забезпечує високу надійність отримуваних результатів.

У цьому розділі розглядаються методичні підходи до проведення експериментальних досліджень.

Експериментальні дослідження гідравлічних явищ можна виконати в природних (натуральних) умовах і на моделях, у лабораторних умовах. Проведення натуральних досліджень явищ на

об'єктах, які проектуються, взагалі неможливе, оскільки об'єкт відсутній у природі. Проведення досліджень на об'єктах-аналогах у більшості випадків неможливе, оскільки важко їх підібрати, реальні об'єкти великі за розмірами і т. ін. Тому при дослідженні гідравлічних явищ здебільшого єдиним методом досліджень є моделювання цих явищ.

Моделювання в гідродинаміці – це дослідження гідродинамічних явищ чи процесів шляхом побудови і вивчення їхньої моделі. Слід відзначити, що моделювання є однією з основних категорій теорії пізнання. Основною умовою моделювання гідравлічних процесів є дотримання подібності відповідних параметрів моделі й природи явища.

Сучасна теорія моделювання гідравлічних явищ базується на **законі гідромеханічної подібності**, встановленому І. Ньютоном в 1686 р., у відповідності до якого вважається, що в механічно подібних потоках рідини (у природі й на моделі) геометричні розміри, швидкості та діючі сили в схожих точках повинні знаходитися в однакових співвідношеннях.

Таким чином, складовими частинами гідромеханічної подібності є **геометрична, кінематична і динамічна подібність**.

Геометрична подібність потоків – це подібність лінійних розмірів l_n і l_m , площ ω_n і ω_m та об'ємів W_n і W_m у таких співвідношеннях:

$$\frac{l_n}{l_m} = M_l; \quad \frac{\omega_n}{\omega_m} = M_\omega = M_l^2; \quad \frac{W_n}{W_m} = M_W = M_l^3, \quad (1.152)$$

де M_l – лінійний масштаб моделювання, індекси “н” і “м” позначають величини природи й моделі

Кінематична подібність потоків – це геометрична подібність переміщень частинок рідини, і вона описується такими співвідношеннями:

$$\frac{t_n}{t_m} = M_t; \quad \frac{V_n}{V_m} = M_v; \quad \frac{a_n}{a_m} = M_a, \quad (1.153)$$

де M_t , M_v , M_a – масштаби моделювання відповідно часу, швидкостей і прискорень.

Динамічна подібність потоків – це подібність у природі й на моделі сил, що описується таким співвідношенням:

$$\frac{F_n}{F_m} = \frac{P_n}{P_m} = \frac{T_n}{T_m} = M_F = \text{idem}, \quad (1.154)$$

де F , P , T – відповідно сили інерції, тяжіння і в'язкості.

1.3.10.2. Критерії подібності

Критерій Ньютона N_e є основним критерієм (основним законом) гідромеханічної подібності потоків, згідно з ним всі сили (тяжіння, тиску, інерції, тертя і поверхневого натягу), під дією яких відбувається те чи інше гідравлічне явище, повинні бути в такому співвідношенні:

$$\frac{F_H}{F_M} = \frac{m_H a_H}{m_M a_M} = \frac{\rho_H l_H^2 V_H^2}{\rho_M l_M^2 V_M^2} \quad \text{або} \quad \frac{F_H}{\rho_H l_H^2 V_H^2} = \frac{F_M}{\rho_M l_M^2 V_M^2} = N_e, \quad (1.155)$$

де F_H і F_M , ρ_H і ρ_M , l_H і l_M , V_H і V_M – відповідно сили, густини, довжини і швидкості в натурі й на моделі; N_e – критерій Ньютона.

Таким чином, у динамічно подібних потоках між діючими силами повинно бути постійне співвідношення, яке називається **критерієм Ньютона**.

Оскільки вплив вищеназваних сил, через різну їхню фізичну природу, може проявлятися неоднаково, встановлюються частинні критерії подібності для випадків, коли в якості переважаючої приймається якась одна з діючих сил.

Критерій Фруда F_r – це один з окремих випадків критеріїв подібності, і застосовується він, коли переважаючими є сили тяжіння. Наприклад, при моделюванні явищ витікання рідин з отворів і насадок, переливу їх через водозливи, де переважаючими і є сили тяжіння, а сили поверхневого натягу і в'язкості є зневажливо малими, тоді й застосовується критерій Фруда, який виражається таким чином:

$$\frac{\text{Сили інерції}}{\text{Сили тяжіння}} = \frac{\rho l^2 V^2}{\rho l^3} = \frac{V^2}{gl} = F_r = \text{idem}. \quad (1.156)$$

Отже, при перевазі сил тяжіння потоки будуть подібними, якщо будуть однаковими числа Фруда для природи і для моделі, тобто $F_{r_H} = F_{r_M}$. Оскільки, звичайно, у подібних потоках прискорення сили тяжіння $g_H = g_M$, критерій Фруда дещо спрощується:

$$\frac{V_H^2}{l_H} = \frac{V_M^2}{l_M} = F_r. \quad (1.157)$$

Перехід від моделі до природи в цьому випадку може бути виконаний за такими залежностями:

для швидкості:

$$\frac{V_H^2}{V_M^2} = \frac{l_H}{l_M} = M_l \quad \text{або} \quad V_H = V_M \sqrt{M_l}; \quad (1.158)$$

для витрати:

$$\frac{Q_H}{Q_M} = \frac{\omega_H V_H}{\omega_M V_M} = M_1^2 \sqrt{M_1} \quad \text{або} \quad Q_H = Q_M M_1^2 \sqrt{M_1}; \quad (1.159)$$

для часу, оскільки

$$V_H = \frac{l_H}{t_H}, \quad V_M = \frac{l_M}{t_M} \quad \text{і} \quad \frac{V_H}{V_M} = \frac{l_H l_M}{t_H t_M}, \quad \frac{t_H l_M}{t_M l_H} = \frac{V_M}{V_H},$$

$$\text{то} \quad \frac{t_H}{t_M} = \frac{V_M l_H}{V_H l_M}, \quad t_H = t_M \sqrt{M_1}. \quad (1.160)$$

Критерій Рейнольдса R_e застосовується при моделюванні руху рідин у трубопроводах, каналах і річках, де переважають сили тертя (в'язкості), а тому закон гідромеханічної подібності описується такою залежністю:

$$\frac{\text{Сили інерції}}{\text{Сили тертя}} = \frac{\rho l^2 V^2}{\mu l V} = \frac{V l}{\nu} = R_e = \text{idem}. \quad (1.161)$$

Тут сили тертя знайдені за залежністю (1.6).

Таким чином, при перевазі сили тертя потоки будуть схожими, якщо критерій Рейнольдса для обох потоків однаковий, тобто

$$R_{e_H} = R_{e_M} \quad \text{або} \quad \frac{V_H l_H}{\nu_H} = \frac{V_M l_M}{\nu_M}. \quad (1.162)$$

Перехід від моделі до натури в цьому випадку може бути виконаний за такими формулами при $\nu_H = \nu_M$:

$$V_H = \frac{V_M}{M_1}; \quad Q_H = Q_M M_1; \quad t_H = t_M M_1^2, \quad (1.163)$$

де V_H , Q_H , t_H – відповідно швидкість, витрата та час у натурі.

1.3.10.3. π -теорема і її застосування

У тих випадках, коли неможливо отримати теоретичні залежності для описання гідравлічних явищ, удаються до методу аналізу розмірностей (π -теорема), який дозволяє встановити структуру формули, яка пов'язує фізичні фактори гідравлічного явища, що досліджується [14].

Припустимо, необхідно знайти параметри критеріального рівняння для експериментального визначення будь-якої фізичної величини F (π_1, π_2) = 0, наприклад, критерії F_r і R_e , якщо рух рідини описується рівнянням, яке визначається п'ятьма параметрами $f(l, t, p, g, \nu) = 0$.

Розглянемо розмірності величин, вибравши за основні довжину, час і масу:

$$l[L], \quad t[T], \quad \rho\left[\frac{M}{L^3}\right], \quad g\left[\frac{L}{T^2}\right], \quad v\left[\frac{L^2}{T}\right]. \quad (1.164)$$

У відповідності до π -теорема, функціональну залежність можна виразити безрозмірними комплексами в кількості $(K-3)$, де K – кількість параметрів рівняння, 3 – кількість параметрів, які мають основну розмірність. Для випадку, який розглядається, $(K-3) = (5-3) = 2$, тобто два π (або два критерії):

$$\Pi_1 = l^{x_1} t^{y_1} \rho^{z_1} g; \quad \Pi_2 = l^{x_2} t^{y_2} \rho^{z_2} v. \quad (1.165)$$

З урахуванням розмірностей для кожного π можна записати:

$$\Pi_1 = [L]^{x_1} [T]^{y_1} \left[\frac{M}{L^3}\right]^{z_1} \left[\frac{L}{T^2}\right]; \quad \Pi_2 = [L]^{x_2} [T]^{y_2} \left[\frac{M}{L^3}\right]^{z_2} \left[\frac{L^2}{T}\right]. \quad (1.166)$$

Рівняння наберуть такого вигляду:

$$\pi_1 = L^{x_1-3z_1+1} T^{y_1-2} M^{z_1}; \quad \pi_2 = L^{x_2-3z_2+2} T^{y_2-2} M^{z_2}, \quad (1.167)$$

звідки, прирівнюючи показники ступені при L, T, M до нуля, для кожного з двох π отримаємо систему рівнянь:

$$\left. \begin{array}{l} x_1 - 3z_1 + 1 = 0 \\ y_1 - 2 = 0 \\ z_1 = 0 \end{array} \right\} \left. \begin{array}{l} x_2 - 3z_2 + 2 = 0 \\ y_2 - 1 = 0 \\ z_2 = 0 \end{array} \right\}. \quad (1.168)$$

Розв'язуючи кожну з двох систем, знайдемо:

$$\text{для } \pi_1: x_1 = -1; y_1 = 2; z_1 = 0; \quad \text{для } \pi_2: x_2 = -2; y_2 = 1; z_2 = 0. \quad (1.169)$$

Далі знайдемо безрозмірні параметри:

$$\left. \begin{array}{l} \pi_1 = \frac{gt_1^2}{l} = \frac{gl}{V^2} = \frac{1}{F_r} \\ \pi_2 = \frac{tv}{l^2} = \frac{v}{Vl} = \frac{1}{R_e} \end{array} \right\} \quad (1.170)$$

і запишемо в загальному вигляді критеріальне рівняння руху в'язкої рідини:

$$F(F_r, R_e) = 0. \quad (1.171)$$

1.3.11. Гідравлічні опори

1.3.11.1. Види гідравлічних опорів і їх вплив на напір рідини

Гідравлічні опори – це будь-які перешкоди на шляху руху рідин, що викликають деформацію потоку у вигляді зміни швидкості руху за величиною чи напрямком або за величиною і напрямком одночасно.

Гідравлічні опори поділяються на опори по довжині й місцеві опори.

Опори по довжині обумовлені шорсткістю стінок русла і в'язкістю рідини. Вони рівномірно розподілені по всій довжині потоку, а тому й мають відповідну назву.

Місцеві опори обумовлені місцевою деформацією потоку, яка викликається зміною напрямку чи розмірів русла (трубопроводу чи відкритого русла), пристроями запірно-регулюючої арматури (крани, вентиля, засувки), фасонними частинами (муфти, трійники, хрестовини тощо) та іншими пристроями.

На подолання гідравлічних опорів потоком витрачається напір (енергія).

Загальні втрати напору, згідно з рівнянням Бернуллі для потоку реальної рідини h_v (1.119), складаються з втрат напору по довжині $h_{\text{дов}}$ та в місцевих опорах h_m , тобто

$$h_v = h_{\text{дов}} + h_m. \quad (1.172)$$

1.3.11.2. Втрати напору в місцевих опорах

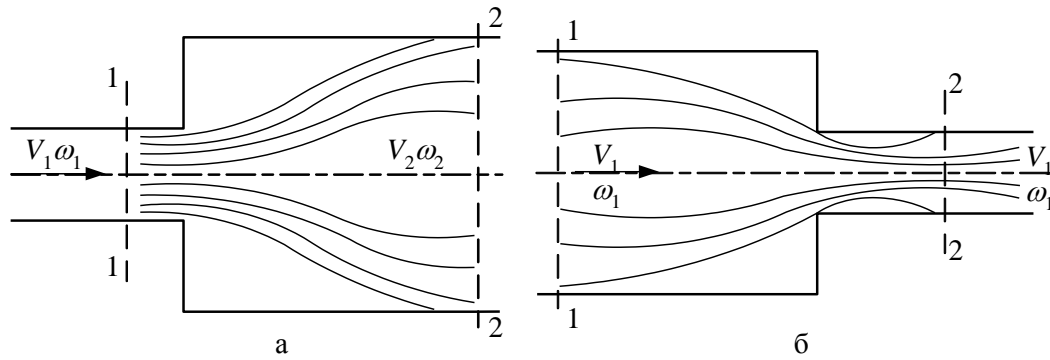
Втрати напору в місцевих опорах при турбулентному режимі руху рідин визначаються за формулою

$$h_m = \zeta \frac{V^2}{2g}, \quad (1.173)$$

де ζ – коефіцієнт місцевого опору; V – середня швидкість руху рідини в перерізі за місцевим опором.

Для переважної більшості місцевих опорів коефіцієнт місцевого опору визначається дослідним шляхом (табл. 1.3), і тільки для деяких з них він може бути визначений теоретично.

Раптове розширення трубопроводу. Це широко розповсюджений тип місцевого опору, коли трубопровід з меншим діаметром переходить у трубопровід з більшим діаметром (рис. 1.40, а).



а – раптове розширення; б – раптове звуження

Рисунок 1.40 - Схема місцевих гідравлічних опорів

Втрати напору при раптовому розширенні трубопроводу визначаються за формулою Борда:

$$h_{pp} = \frac{(V_1 - V_2)^2}{2g}, \quad (1.174)$$

де V_1 і V_2 – середні швидкості руху рідини в перерізах відповідно 1-1 і 2-2.

Знайдемо коефіцієнт місцевого опору через середні швидкості V_1 або V_2 .

З урахуванням рівняння нерозривності потоку $V_1 \omega_1 = V_2 \omega_2$ втрати напору в залежності від швидкостей V_1 і V_2 дорівнюють:

$$h_{pp1} = \left(1 - \frac{\omega_1}{\omega_2}\right)^2 \frac{V_1^2}{2g}; \quad h_{pp2} = \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} - 1\right)^2 \frac{V_2^2}{2g}. \quad (1.175)$$

Звідки коефіцієнти місцевого опору дорівнюють:

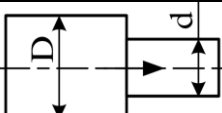
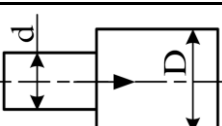
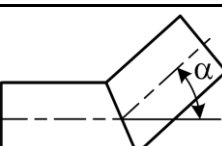
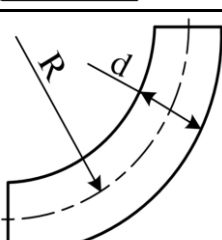
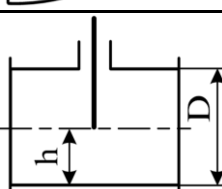
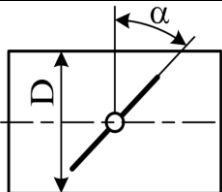
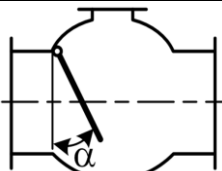
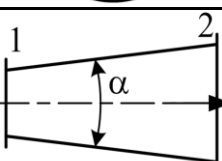
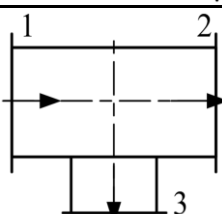
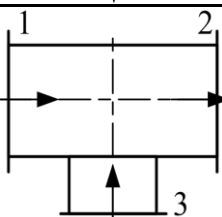
$$\zeta_{pp1} = \left(1 - \frac{\omega_1}{\omega_2}\right)^2; \quad \zeta_{pp2} = \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} - 1\right)^2. \quad (1.176)$$

Раптове звуження трубопроводу. Це також широко розповсюджений тип місцевого опору (рис. 1.40, б), при цьому трубопровід з більшим діаметром переходить у трубопровід з меншим діаметром. Коефіцієнт місцевого опору ζ_p з при $d_2 < 0,5d_1$ знаходиться за формулою

$$\zeta_{p3} = 0,5 \left(1 - \frac{d_2^2}{d_1^2}\right). \quad (1.177)$$

Вхід з резервуара в трубу. Цей випадок схожий з раптовим звуженням, а тому тут можна застосувати формулу (1.177) і при $d_2 \ll d_1$, тобто $d_2 \approx 0$, $\zeta_{вх} = 0,5$. Що ж до інших типів місцевих опорів, то тут обмежимося даними, наведеними в таблиці 1.3.

Таблиця 1.3 - Коефіцієнти ζ для деяких місцевих опорів

Назва опору		Схема вузла опору	Значення коефіцієнта ζ									
Раптове розширення		$(D/d)^2$	1,0	0,8	0,6	0,4	0,2	0,1	0,01			
		ζ	0	0,04	0,16	0,36	0,64	0,81	0,98			
Раптове звуження		$(d/D)^2$	1,0	0,8	0,6	0,4	0,2	0,01				
		ζ	0	0,15	0,25	0,34	0,45	0,5				
Різкий поворот труби		α^0	20	40	60	80	90	120	140			
		ζ	0,05	0,14	0,37	0,74	0,99	1,86	2,43			
Плавний поворот трубопроводу при $\alpha = 90^0$		d/R	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0	
		ζ	0,14	0,16	0,21	0,29	0,44	0,66	0,98	1,41	1,98	
Засувка		h/D	1,0	7/8	6/8	5/8	1/2	3/8	2/8	1/8		
		ζ	0	0,07	0,26	0,81	2,06	5,52	17,0	97,8		
Дросельний клапан		α^0	20	30	40	50	60	70	80	90		
		ζ	142,2	55,21	20,23	7,85	2,88	1,11	0,41	0,11		
Зворотний клапан		α^0	70	65	55	45	35	25	15			
		ζ	1,7	2,3	4,6	9,5	20	42	90			
Дифузор		$\zeta = k \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} - 1 \right)^2, де$					α^0	5	10	15	25	
							k	0,14	0,16	0,3	0,62	
Трійники	розділення потоків		Q_3/Q_1	0	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0			
			ζ_{1-3}	0,95	0,88	0,89	0,95	1,1	1,28			
			ζ_{1-2}	0,04	0,08	-0,05	0,07	0,21	0,35			
	з'єднання потоків		Q_3/Q_2	0	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0			
			ζ_{3-2}	1,2	0,4	0,08	0,47	0,72	0,01			
			ζ_{1-2}	0,04	0,17	0,30	0,41	0,51	0,60			

1.3.11.3. Втрати напору в опорах по довжині

Втрати напору в круглих трубопроводах. Формулу для визначення втрат напору по довжині потоку виведемо, скориставшись основним рівнянням рівномірного руху рідини (1.135), з якого витікає, що $\tau = \gamma R I$.

Замінімо $I = h_{\text{дов}}/l$, де $h_{\text{дов}}$ – втрати напору по довжині. Розв'яжемо рівняння відносно $h_{\text{дов}}$:

$$h_{\text{дов}} = \frac{\tau}{\gamma} \frac{l}{R}. \quad (1.178)$$

Експериментально обґрунтовано, що

$$\tau = \rho f \frac{V^2}{2} = \gamma \cdot f \frac{V^2}{2g}, \quad (1.179)$$

де f – коефіцієнт тертя рідини об стінки русла. Підставимо вираз (1.178) у (1.179), отримаємо:

$$h_{\text{дов}} = f \frac{V^2}{2g} \frac{l}{R}. \quad (1.180)$$

Помножимо й розділимо останній вираз на 4:

$$h_{\text{дов}} = 4f \frac{V^2}{2g} \frac{l}{4R}. \quad (1.181)$$

Позначимо $4f = \lambda$, отримаємо:

$$h_{\text{дов}} = \lambda \frac{l}{4R} \frac{V^2}{2g}. \quad (1.182)$$

Для круглих трубопроводів $4R = d$.

Підставивши це значення в рівняння (1.182), остаточно отримаємо рівняння для визначення втрат напору по довжині в круглих трубопроводах, яке носить назву Вейсбаха – Дарсі:

$$h_{\text{дов}} = \lambda \frac{l}{d} \frac{V^2}{2g}, \quad (1.183)$$

де λ – коефіцієнт гідравлічного тертя (коефіцієнт Дарсі); l – довжина трубопроводу; d – діаметр трубопроводу; V – середня швидкість руху рідини.

Для русел з **некруглою формою поперечного перерізу** рівняння (1.183) набирає вигляду:

$$h_{\text{дов}} = \lambda \frac{l}{4R} \frac{V^2}{2g}, \quad (1.184)$$

де R – гідравлічний радіус ($R = \omega/\chi$).

Формули (1.183) і (1.184) справедливі для будь-якого режиму

руху рідини. Замінивши в цих рівняннях $\lambda l/4R = \lambda l/d = \zeta_{\text{дов}}$, їх можна привести до виду формули Вейсбаха:

$$h_{\text{дов}} = \zeta_{\text{дов}} \frac{V^2}{2g}, \quad (1.185)$$

де $\zeta_{\text{дов}}$ – коефіцієнт втрат напору по довжині.

Очевидно, що коефіцієнт гідравлічного тертя залежить від шорсткості стінок русла. Розрізняють відносну й еквівалентну шорсткості.

Відносна шорсткість – це відношення розрахункової висоти виступів шорсткості Δ до одного з лінійних параметрів русла: радіуса труби, діаметра труби чи гідравлічного радіуса, тобто Δ/r , Δ/d , Δ/R .

Еквівалентна шорсткість Δ_e – це така рівномірно розміщена по поверхні й рівнозерниста шорсткість, втрати напору при якій дорівнюють втратам напору при дійсній шорсткості – нерівномірній і не-рівномірно-зернистій. Значення еквівалентної шорсткості для труб з різних матеріалів наведені у таблиці 1.4.

У розглянутій методиці втрати напору по довжині знаходяться через середню швидкість руху рідини V . У певних випадках застосування цієї методики цілком обґрунтоване й необхідне (при розрахунку коротких трубопроводів).

Враховуючи складність цієї методики, пов'язану зі встановленням режиму руху та знаходженням коефіцієнта λ , у гідравлічних розрахунках використовуються й інші методи знаходження втрат напору по довжині $h_{\text{дов}}$, а саме: через витрату рідини та гідравлічний похил. Розглянемо ці методи.

Замінімо у формулі (1.183) $V = Q/\omega$, враховуючи, що для круглих перерізів $\omega = \pi d^2/4$, отримаємо:

$$h_{\text{дов}} = \lambda \frac{l}{d} \frac{Q^2}{2g(\pi d^2/4)^2} = 0,083 \frac{\lambda}{d^5} Q^2 l. \quad (1.186)$$

Назвемо вираз $0,083 \lambda / d^5$ питомим опором і позначимо його літерою A , тобто

$$A = 0,083 \lambda / d^5. \quad (1.187)$$

Підставивши значення A у формулу (1.182) та доповнивши її коефіцієнтом β , остаточно отримаємо:

$$h_{\text{дов}} = A l Q^2 \beta, \quad (1.188)$$

Таблиця 1.4 - Рекомендовані значення еквівалентної шорсткості Δ_e для труб з різних матеріалів

Тип труб	Стан труб	Δ_e , мм
Цільнотягнуті сталеві	Нові	0,02...0,1
	Бітумізовані	до 0,04
	Водопровідні, уживані в експлуатації	1,2...1,5
	Очищені після багатьох років експлуатації	до 0,04
Цільнозварні сталеві	Нові або вживані, але в хорошому стані (зварні або з клепаним з'єднанням)	0,04...0,1
	Нові, бітумізовані	0,05
	Вживані, з рівномірною корозією	0,15
	Покриті лаком, але не позбавлені окислення (забруднені в процесі експлуатації у воді, але без слідів корозії)	0,95...1
Чавунні	Нові	0,25...1
	Асфальтовані	0,12...0,3
	Водопровідні, вживані в експлуатації	1,4
	Очищені після багаторічної експлуатації	0,3...1,5
Бетонні й залізобетонні	При середніх умовах експлуатації	2,5
Азбестоцементні	Нові	0,05...0,1
	При середніх умовах експлуатації	0,6
Керамічні	Глазуровані	1,4
Скляні і з кольорових металів	Нові, технічно гладкі	0,001...0,002

де A – питомий опір, $\text{с}^2/\text{м}^6$, він є функцією діаметра та матеріалу трубопроводу (табл. 1.5); l – довжина трубопроводу, м; Q – витрати рідини, $\text{м}^3/\text{с}$; β – поправочний коефіцієнт на швидкість. Застосовується у зв'язку з тим, що питомий опір A в довідковій літературі дається для квадратичної зони турбулентного режиму, а фактичні швидкості можуть бути різними. Він дається в довідковій літературі з гідравліки поряд з питомим опором A (таблиці 1.6).

**Таблиця 1.5 - Модулі витрат K , м³/с, і питомі опори A , с²/м⁶,
для найбільш вживаних діаметрів труб з різних матеріалів у
квадратичній області опору***

Умовний прохід D_y , мм	Матеріал труб				
	Не нові сталі	Не нові чавунні	Азбесто- цементні, тип 1, ВТ9	Пластмасові (ПВП, тип СЛ)	Керамічні
50	$\frac{0,0095}{11080}$	—	—	$\frac{0,0176}{3228,3}$	$\frac{0,012}{6950}$
100	$\frac{0,076}{173,1}$	$\frac{0,0566}{312,1}$	$\frac{0,0729}{188,16}$	$\frac{0,076}{173,1}$	$\frac{0,035}{816,3}$
125	$\frac{0,114}{76,94}$	$\frac{0,102}{96,11}$	—	$\frac{0,143}{48,9}$	—
150	$\frac{0,18}{30,86}$	$\frac{0,164}{37,18}$	$\frac{0,178}{31,56}$	$\frac{0,202}{24,5}$	$\frac{0,214}{21,8}$
200	$\frac{0,379}{6,96}$	$\frac{0,351}{8,11}$	$\frac{0,356}{7,89}$	$\frac{0,493}{4,11}$	$\frac{0,456}{4,81}$
250	$\frac{0,676}{2,188}$	$\frac{0,629}{2,52}$	$\frac{0,67}{2,22}$	$\frac{0,874}{1,309}$	$\frac{0,82}{1,49}$
300	$\frac{1,085}{0,849}$	$\frac{1,026}{0,95}$	$\frac{1,048}{0,91}$	$\frac{1,188}{0,708}$	$\frac{1,32}{0,57}$
350	$\frac{1,637}{0,373}$	$\frac{1,539}{0,422}$	$\frac{1,525}{0,43}$	$\frac{1,624}{0,379}$	—
400	$\frac{2,319}{0,186}$	$\frac{2,174}{0,211}$	$\frac{2,147}{0,217}$	$\frac{2,219}{0,203}$	—
500	$\frac{4,117}{0,059}$	$\frac{3,898}{0,0658}$	$\frac{3,753}{0,071}$	$\frac{3,978}{0,0632}$	—

* У чисельнику наведені значення модулів витрати K .

За формулою (1.188) втрати напору по довжині визначаються через витрату рідини (на відміну від формули (1.183), де це робилося через швидкість її руху).

Позначимо повний опір цього трубопроводу через S , тобто $S = Al$, тоді одержимо другу розрахункову формулу:

$$h_{\text{дов}} = SQ^2 \beta, \quad (1.189)$$

де S – опір трубопроводу (повний).

Використовуючи поняття гідравлічного похилу $I = h_{\text{дов}}/l$ та збільшивши його в 1000 разів (оскільки I величина дуже мала), одержимо третю розрахункову формулу:

$$h_{\text{дов}} = 1000I, \quad (1.190)$$

де $1000I$ наводиться в довідковій літературі з гідравліки й означає втрати напору в метрах на кілометр довжини трубопроводу, м/км; l – довжина трубопроводу, км.

Таблиця 1.6 - Значення поправочних коефіцієнтів β в залежності від середньої швидкості руху V , м/с, для труб різного діаметра і з різних матеріалів

V , м/с	Матеріал труб, β					
	Нові сталеві	Нові чавунні	Не нові сталеві й чавунні	Азбесто-цементні й залізобетонні	Пластмасові та скляні	Керамічні
0,2	1,244	1,462	1,41	1,308	1,439	1,55
0,4	1,113	1,226	1,20	1,158	1,230	1,20
0,6	1,057	1,115	1,115	1,082	1,123	1,09
0,8	1,021	1,047	1,06	1,034	1,052	1,034
1,0	1,000	1,000	1,03	1,000	1,000	1,000
1,2	0,986	0,965	1,0	0,974	0,960	0,977
1,4	0,972	0,938	1,0	0,953	0,926	0,961
1,8	0,958	0,899	1,0	0,922	0,876	0,94
2,2	0,946	0,871	1,0	0,900	0,837	0,926
2,6	0,937	0,851	1,0	0,883	0,806	0,916
3,0	0,932	0,836	1,0	0,870	0,780	0,910

Розв'яжемо рівняння (1.188) відносно витрати Q , виключивши коефіцієнт β , враховуючи, що $h_{\text{дов}}/l = I$ та прийнявши $K = \sqrt{1/A}$, отримаємо рівняння $Q = K\sqrt{I}$, а змінивши в цьому рівнянні гідравлічний похил $I = h_{\text{дов}}/l$ і розв'язавши його відносно втрат напору по довжині, отримаємо четверту розрахункову формулу:

$$h_{\text{дов}} = \frac{lQ^2}{K^2}, \quad (1.191)$$

де l – довжина трубопроводу, м; Q – витрата рідини, м³/с; K – модуль витрати, або пропускна здатність трубопроводу, м³/с, наводиться в таблиці 1.5.

1.3.11.4. Коефіцієнт гідравлічного тертя. Коефіцієнт опору системи

Коефіцієнт гідравлічного тертя λ (1.183) визначається за певним порядком, який залежить від режиму руху рідини. Цьому питанню присвячені праці багатьох вчених, і зокрема І. Нікурадзе, виконані в 20-х рр. XX ст. в Німеччині. За результатами цих дослідів були побудовані графіки залежності коефіцієнта λ від числа Re в координатах $\lg 100\lambda - \lg Re$ при значеннях відносної шорсткості труб $\Delta \cdot 10^3 / D$ від 0,98 до 33,33 (рис. 1.41).

З графіка видно, що при напірному русі рідини в круглих трубопроводах існують п'ять різних областей опорів: перша область при $Re < 2320$ ($\lg Re < 3,36$) характеризує ламінарний режим руху рідини; друга область при $2320 < Re < 4000$ ($3,36 < \lg Re < 3,6$) характеризує стрибкоподібний перехід від ламінарного режиму до турбулентного; третя область характеризує турбулентний режим руху рідини по гідравлічно гладких трубах (у цьому випадку $\lg \lambda$ змінюється по пологій прямій II); четверта область являє собою перехід від області руху по гідравлічно гладких трубах до квадратичної області (область між лініями II і III); п'ята область характеризує турбулентний режим у квадратичній області опорів (область правіше лінії III).

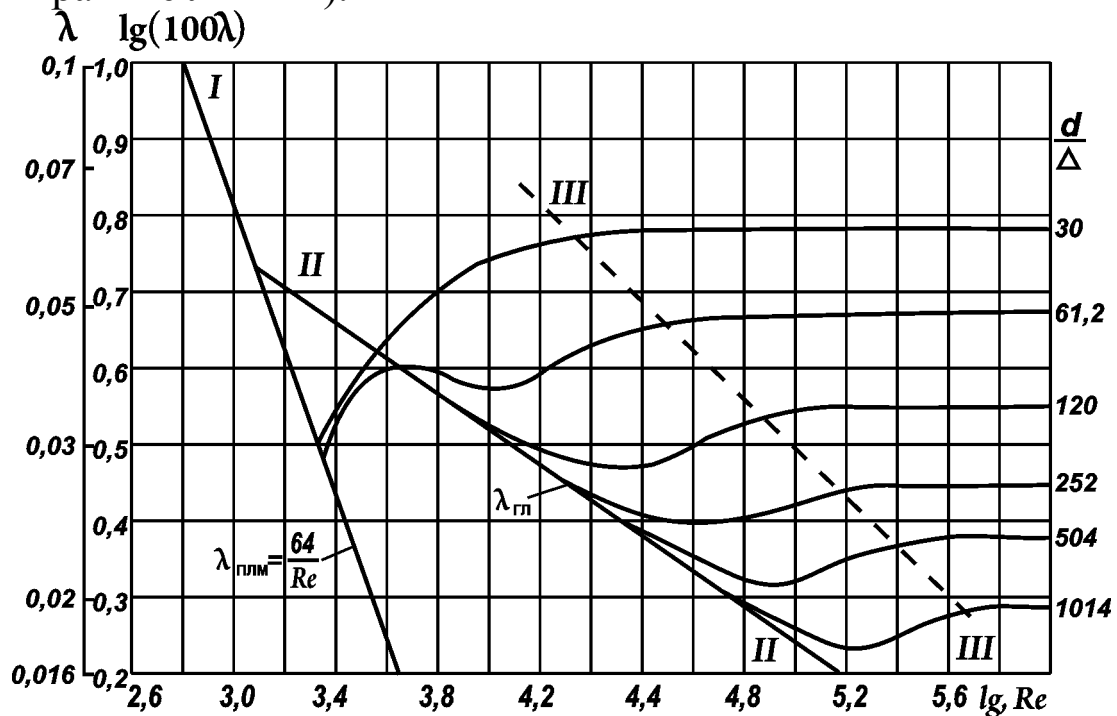


Рисунок 1.41 - Графіки залежності $\lambda = f(Re)$

Отже, *при ламінарному русі рідини*, який буде мати місце при $Re < Re_{кр} = 2320$, коефіцієнт $\lambda_{лам}$ визначається за формулою

$$\lambda_{\text{лам}} = \frac{64}{R_e}, \quad (1.192)$$

де R_e – фактично вираховане число Рейнольдса.

При **турбулентному режимі руху рідини** при знаходженні значення коефіцієнта λ мають місце три зони опорів.

1. Зона гідравлічно гладкого руху. Ця зона буде мати місце при $\delta_{\text{лп}} > \Delta_e$, тобто коли виступи шорсткості Δ_e втоплені в ламінарній плівці товщиною $\delta_{\text{лп}}$. Це буде мати місце при $R_{\text{екр}} < R_e < 20 \frac{d}{\Delta_e}$, де d – діаметр трубопроводу; Δ_e – еквівалентна шорсткість трубопроводу. Коефіцієнт λ визначається за формулою

$$\lambda = \frac{0,316}{\sqrt[4]{R_e}}. \quad (1.193)$$

2. Перехідна зона. У цій зоні $\delta_{\text{лп}} = \Delta_e$, вона буде мати місце при $20 \frac{d}{\Delta_e} < R_e < 500 \frac{d}{\Delta_e}$, а коефіцієнт λ визначається за формулою

$$\lambda = 0,114 \sqrt{\frac{\Delta_e}{d} + \frac{68}{R_e}}. \quad (1.194)$$

3. Квадратична зона. Це зона повністю шорсткого руху, $\Delta_e > \delta_{\text{лп}}$. Вона буде мати місце при $R_e > 500 \frac{d}{\Delta_e}$, тоді коефіцієнт λ визначається за формулою

$$\lambda = 0,114 \sqrt{\frac{\Delta_e}{d}}. \quad (1.195)$$

Дріб $68/R_e$ в останній формулі відсутній тому, що у квадратичній зоні число R_e досягає настільки великих значень, що добутком з вищеназваного дробу можна знехтувати.

Для встановлення характеру впливу швидкості руху рідини на значення втрат напору підставимо у формулу (1.183) значення коефіцієнта $\lambda = 64/R_e$, тоді отримаємо:

$$h_{\text{дов лам}} = \frac{64}{\text{Re}} \frac{l}{d} \frac{V^2}{2g}, \quad (1.196)$$

а також значення числа $R_e = Vd/\nu$:

$$h_{\text{дов лам}} = \frac{32 \cdot l \cdot \nu \cdot V}{gd^2}. \quad (1.197)$$

Величини в рівнянні (1.197), крім швидкості, замінимо

коефіцієнтом $K_{\text{лам}} = \frac{32l\nu}{gd^2}$, отримаємо:

$$h_{\text{дов лам}} = K_{\text{лам}} V, \quad (1.198)$$

тобто при ламінарному режимі втрати напорі прямо пропорційні середній швидкості руху рідини (залежність лінійна).

За аналогією, без доказу, для гідравлічно гладких труб (турбулентний режим)

$$h_{\text{дов Г ГЛ}} = K_{\text{Г ГЛ}} \cdot V^{1,75}, \quad (1.199)$$

для перехідної зони

$$h_{\text{дов пер}} = K_{\text{пер}} \cdot V^{1,75...2}, \quad (1.200)$$

для квадратичної зони

$$h_{\text{дов кв}} = K_{\text{кв}} \cdot V^2. \quad (1.201)$$

Внесемо усі залежності, за якими визначається коефіцієнт λ , та формули, що характеризують вплив швидкості руху рідини на величину втрат напорі, у таблиці 1.7.

Таблиця 1.7 - Структура залежностей для визначення коефіцієнта λ та характер впливу швидкості V на втрати напорі по довжині

$\lambda = \frac{64}{R_e}$ $h_{\text{дов}} \equiv V$	$\lambda = \frac{0,316}{\sqrt[4]{R_e}} h_{\text{дов}} \equiv V^{1,75}$	$\lambda = 0,114 \sqrt{\frac{\Delta_e}{d} + \frac{68}{R_e}}$ $h_{\text{дов}} \equiv V^{1,75...2}$	$\lambda = 0,114 \sqrt{\frac{\Delta_e}{d}}$ $h_{\text{дов}} \equiv V^2$
	Гідравлічно гладкі труби	Перехідна зона	Квадратична зона
Ламінарний режим	Турбулентний режим		
$R_e < R_{e \text{ кр}} = 2320$	$R_{e \text{ кр}} < R_e < 20 \frac{d}{\Delta_e}$	$20 \frac{d}{\Delta_e} < R_e < 500 \frac{d}{\Delta_e}$	$R_e > 500 \frac{d}{\Delta_e}$

Аналіз наведених у таблиці 1.7 даних показує, що вплив числа R_e на значення коефіцієнта λ найбільший при ламінарному режимі, потім цей вплив зменшується, а у квадратичній зоні число R_e зовсім не впливає на значення коефіцієнта λ .

Втрати напорі прямо пропорційні швидкості руху V при ламінарному режимі, а потім вплив швидкості на їхнє значення поступово збільшується до V^2 , чому відповідна зона й називається квадратичною.

Коефіцієнт гідравлічного тертя λ можна знайти й за допомогою графіків $\lambda = fR_e$ (рис. 1.42). На графіках розмежовані області гідравлічно гладких труб (область ламінарного руху та гідравлічно гладких труб), перехідна і квадратична області. В області гідравлічно гладких труб коефіцієнт λ залежить тільки від R_e і відносної шорсткості d/Δ_e , у квадратичній зоні – тільки від d/Δ_e .

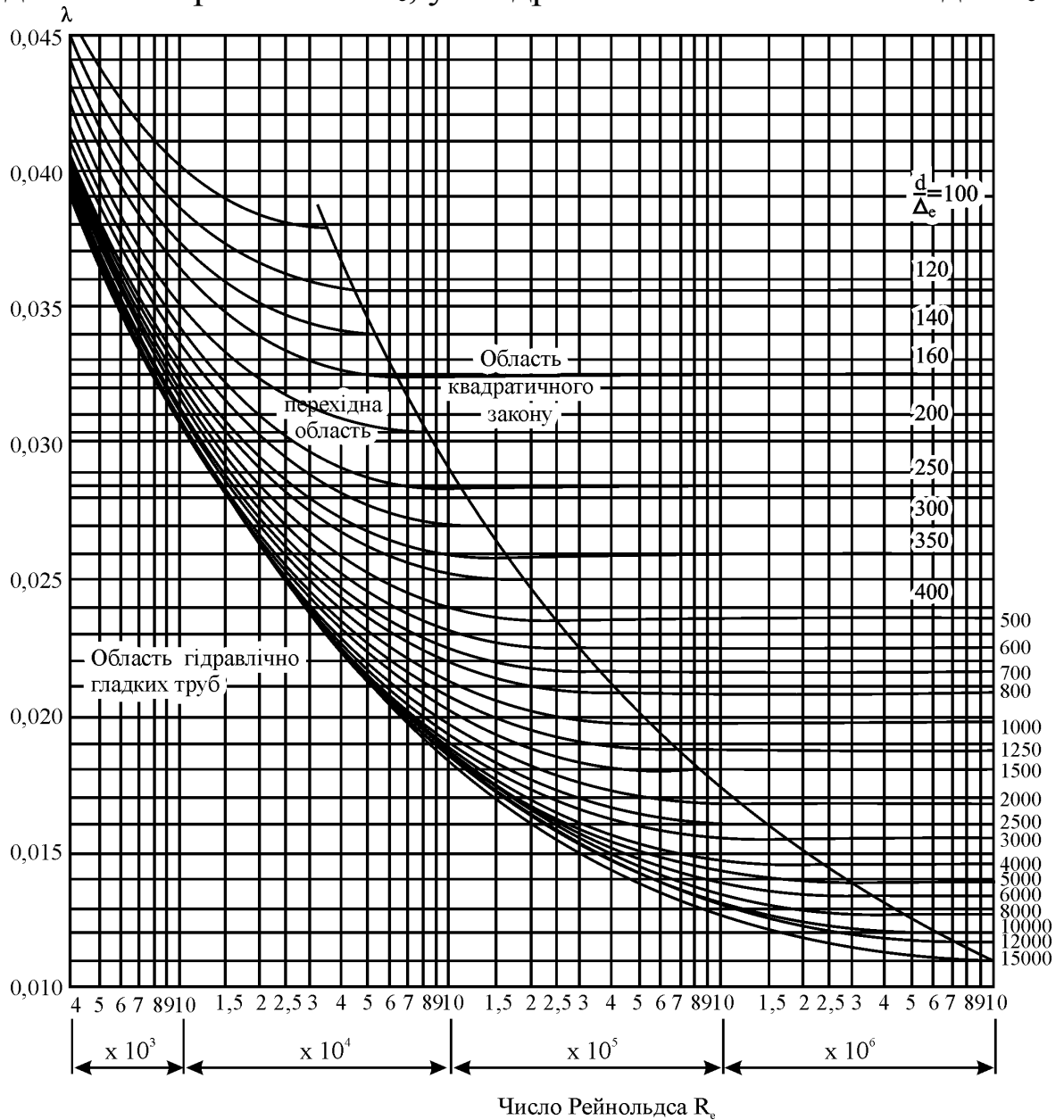


Рисунок 1.42 - Графіки залежності коефіцієнта λ від числа Рейнольдса та відносної шорсткості трубопроводів d/Δ_e

Коефіцієнт опору системи. У гідравлічних розрахунках втрати напору обчислюються за формулою (1.172) з використанням принципу додавання втрат напору. Він полягає в тому, що загальна втрата напору в гідравлічній системі дорівнює арифметичній сумі втрат напору, обумовлених різними місцевими опорами й опорами по довжині. При цьому необхідно є умова, щоб кожний місцевий

опір проявив себе повною мірою. Ця умова виключає взаємний вплив місцевих опорів. Слід відзначити, що втрати напору в кожному місцевому опорі залежать від виду місцевого опору й мають місце не лише в місці розміщення цього опору, а й на ділянках русла, що прилягають безпосередньо до нього. Однак прийнято вважати, що місцева втрата напору відбувається лише там, де знаходиться місцевий опір. Якщо місцеві опори занадто близькі між собою, то вони впливають один на одного, і загальна дійсна втрата напору по довжині русла в цьому випадку буде меншою від обчислюваної за формулами. Необхідна відстань між місцевими опорами, для виключення їх взаємного впливу, коливається в межах $(10...50)d$, де d – діаметр трубопроводу між опорами.

Розглянемо гідравлічну систему, в якій мають місце n місцевих опорів і опори по довжині. Втрати напору в кожному місцевому опорі окремо, як відомо, визначаються за формулою $h_m = \zeta V^2 / (2g)$, а в опорах по довжині – $h_{\text{дов}} = \lambda V^2 / (2gd)$.

Місцеві опори характеризуються відповідними коефіцієнтами $\zeta_1, \zeta_2, \zeta_3, \dots, \zeta_n$, а тому суму втрат напору в місцевих опорах можна виразити формулою

$$\sum h_m = (\zeta_1 + \zeta_2 + \dots + \zeta_n) \frac{V^2}{2g}. \quad (1.202)$$

З урахуванням втрат напору по довжині у цьому ж трубопроводі, загальні втрати напору визначаються формулою

$$\sum h_b = (\zeta_1 + \zeta_2 + \dots + \zeta_n + \lambda \frac{l}{d}) \frac{V^2}{2g}. \quad (1.203)$$

Вираз у дужках –

$$\zeta_1 + \zeta_2 + \dots + \zeta_n + \lambda \frac{l}{d} = \zeta_{\text{сист}} - \quad (1.204)$$

називається **коефіцієнтом опору системи**. З урахуванням цього, загальні втрати напору в гідравлічній системі можна виразити формулою

$$\sum h_b = \zeta_{\text{сист}} \frac{V^2}{2g}. \quad (1.205)$$

1.3.12. Гідравлічний розрахунок напірних трубопроводів

1.3.12.1. Задачі розрахунку, класифікація трубопроводів і основні загальні розрахункові залежності

Транспортування рідин за допомогою трубопроводів широко застосовується в інженерній практиці (наприклад водопроводи, нафтопроводи і т. ін.). Підкреслимо, що тут розглядаються круглі напірні трубопроводи, тобто трубопроводи, в яких рідиною заповнений весь поперечний переріз.

Метою гідравлічного розрахунку трубопроводів є знаходження їхніх гідравлічних параметрів – витрати рідини, діаметра трубопроводу, втрат напору та напору, необхідного на початку трубопроводу, щоб подати рідину споживачам.

У відповідності до цього, при гідравлічному розрахунку трубопроводів переважно розв'язуються три задачі.

Знаходження **втрат напору** в трубопроводі при відомих діаметрі, матеріалі, шорсткості внутрішньої поверхні, довжині та профілі, при відомій витраті рідини.

Знаходження **витрати рідини** при транспортуванні її по трубопроводу з відомими діаметром, матеріалом, шорсткістю, довжиною і профілем з допустимими втратами напору.

Знаходження **діаметра трубопроводу** для транспортування по ньому рідини з відомою витратою при заданих втратах напору та інших його характеристиках.

За конструкцією (профілем) та гідравлічними показниками трубопроводи певним чином класифікуються: гідравлічно короткі та довгі трубопроводи; послідовно і паралельно з'єднані трубопроводи; трубопроводи з рівномірною шляховою витратою; розімкнуті (тупикові) та кільцеві трубопроводи.

При гідравлічному розрахунку окремих типів трубопроводів мають місце свої особливості, які розглядаються в цьому посібнику.

Загальним для всіх типів трубопроводів є порядок знаходження діаметра, витрати рідини, втрат напору та необхідного напору на початку трубопроводу.

Діаметр трубопроводу при відомій витраті рідини знаходиться за допомогою рівняння нерозривності потоку $Q = \omega V$, якщо в нього підставити значення площі поперечного перерізу $\omega = \pi d^2 / 4$, то отримаємо:

$$d = 0,13 \sqrt{\frac{Q_p}{V_e}}, \quad (1.206)$$

де Q_p – розрахункова витрата рідини на цій ділянці трубопроводу; V_e – економічно доцільна швидкість руху рідини.

З великими швидкостями руху транспортувати рідини економічно недоцільно, оскільки будуть великі втрати напору. Наприклад, у водопостачанні $V_e = 0,7 \dots 1,5$ м/с.

Витрата рідини при відомому діаметрі трубопроводу також знаходиться за допомогою рівняння нерозривності потоку:

$$Q = \omega V = \frac{\pi d^2}{4} V_e, \quad (1.207)$$

де d – діаметр трубопроводу.

Витрату рідини Q за відомими діаметром трубопроводу d та швидкістю V можна брати за даними таблиці 1.8.

Що стосується втрат напору в трубопроводі, то методика їхнього знаходження наведена в пп. 1.3.11.2 та 1.3.11.3.

Необхідний напір на початку трубопроводу $H_{п\tau}$, при якому забезпечуватиметься подача рідини споживачам, знаходиться за залежністю

$$H_{п\tau} = H_r + h_b, \quad (1.208)$$

де H_r – геометрична висота підняття рідини; h_b – втрати напору в трубопроводі.

Згідно з наведеною вище класифікацією трубопроводів, розглянемо порядок гідравлічного розрахунку трубопроводів, які найчастіше зустрічаються в інженерній практиці.

Таблиця 1.8 - Граничні значення швидкостей $V_{гр}$ і витрат $Q_{гр}$ у залежності від діаметра труб

d , мм	$V_{гр}$, м/с	$Q_{гр}$, л/с	d , мм	$V_{гр}$, м/с	$Q_{гр}$, л/с
50	0,75	1,5	400	1,15	145
75	0,75	3,3	450	1,20	190
100	0,76	6	500	1,25	245
125	0,82	10	600	1,3	365
150	0,85	15	700	1,35	520
200	0,95	30	800	1,4	705
250	1,02	50	900	1,45	920
300	1,05	74	1000	1,53	1200
350	1,10	106	1100	1,55	1475

1.3.12.2. Гідравлічно короткі трубопроводи

Це трубопроводи, в яких місцеві втрати напору приблизно однакові з втратами напору по довжині. До них належать усмоктувальні трубопроводи насосних станцій, сифони і т. ін.

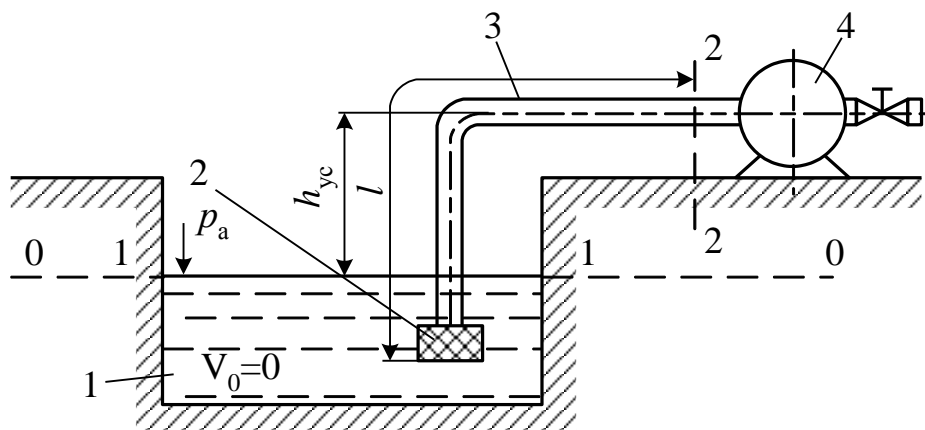
Особливістю цих трубопроводів є те, що при їхньому гідравлічному розрахунку окремо вираховуються втрати напору в місцевих опорах і в опорах по довжині. Загальні втрати напору визначаються як сума перших і других. Їх розрахунок ведеться з використанням рівняння Бернуллі.

Отже, втрати напору в місцевих опорах вираховуються за формулою (1.173) $h_m = \zeta V^2 / (2g)$, а в опорах по довжині – за формулою (1.183) $h_{\text{дов}} = \lambda l V^2 / (2gd)$. Загальні втрати напору вираховуються за формулою (1.172) $h_b = h_{\text{дов}} + h_m$.

Крім того, розглянемо приклад гідравлічного розрахунку *усмоктувальної лінії насосної установки* (рис. 1.43).

Метою прикладу, що розглядається, є знаходження висоти установлення насоса над рівнем води в її джерелі, тобто висоти усмоктування.

Скористуємося рівнянням Бернуллі, для чого перший переріз 1-1 призначимо на вільній поверхні води в її джерелі, а другий – 2-2 – перед входом у насос. Площину порівняння 0-0 візьмемо співпадаючою з першим перерізом 1-1, тобто також на рівні вільної поверхні води.



1 – джерело води; 2 – приймальний пристрій (місцевий опір); 3 – усмоктувальний трубопровід; 4 – насос

Рисунок 1.43 - Схема до гідравлічного розрахунку висоти усмоктування насосної установки

Оскільки перший переріз 1-1 співпадає з площиною порівняння 0-0, то $Z = 0$. Оскільки джерело води відкрите, то на

вільній поверхні діє атмосферний тиск p_a , тобто $p_1 = p_a$, а оскільки рух води в джерелі у вертикальному напрямку при роботі насосної установки буде несуттєвим, бо поперечний переріз усмоктувального трубопроводу набагато менший від площі вільної поверхні, то $V_1 = 0$. Що стосується другого перерізу, $Z_2 = h_{yc}$, тиск p_2 буде мати місце, $V_2 = Q/\omega = V$. Втрати напору h_v складаються з втрат напору по довжині $h_{дов} = \lambda \frac{l}{d} \frac{V^2}{2g}$ і місцевих $h = \sum \zeta \frac{V^2}{2g}$.

Підставимо в рівняння Бернуллі значення величин з урахуванням вищенаведених умов:

$$\frac{p_a}{\gamma} = h_{yc} + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + \lambda \frac{l}{d} \frac{V^2}{2g} + \sum \zeta \frac{V^2}{2g}.$$

Оскільки $p_a - p_2 = p_{вак}$, а $p_{вак} / \gamma = h_{вак}$, отримаємо:

$$h_{yc} = h_{вак} - (1 + \lambda \frac{l}{d} + \sum \zeta) \frac{V^2}{2g}.$$

Для надійної роботи насосів приймається $h_{вак} < 7 \dots 8$ м.

1.3.12.3. Гідравлічно довгі трубопроводи

Це трубопроводи, в яких переважають втрати напору по довжині, а місцеві втрати складають 5...10% від загальних втрат напору. Прикладами їх є водопровідні мережі, трубопроводи закритих зрошувальних систем. Вони бувають простими і складними. Прості трубопроводи не мають відгалужень, складні мають відгалуження, змінний діаметр, паралельне або послідовне з'єднання й ін.

При гідравлічному розрахунку таких трубопроводів втрати напору в місцевих опорах вираховуються не окремо, а шляхом умовного подовження трубопроводу на 5...10%, і втрати напору вираховуються за залежностями (1.188) та (1.190), в яких дійсну довжину трубопроводу l замінюємо на умовну (розрахункову) l_p .

Таким чином, формули для вирахування втрат напору будуть мати такий вигляд:

$$h_v = A l_p Q^2 \beta, \quad (1.209)$$

$$h_v = 1000 l_p, \quad (1.210)$$

де l_p – розрахункова довжина трубопроводу, $l_p = (1,05 \dots 1,1)l$.

Трубопроводи з рівномірною шляховою витратою. Це трубопроводи, в яких рідина відбирається з рівномірною витратою за шляхом її руху.

До таких трубопроводів належать вуличні водопровідні мережі з водорозбірними колонками чи врізками в кожне подвір'я і т. п.

Розглянемо випадок, коли по цьому трубопроводу, крім шляхової витрати $Q_{\text{ш}}$, проходить рідина, яка споживається за межами ділянки зі шляховою витратою, тобто **транзитна витрата** $Q_{\text{т}}$ (рис. 1.44).

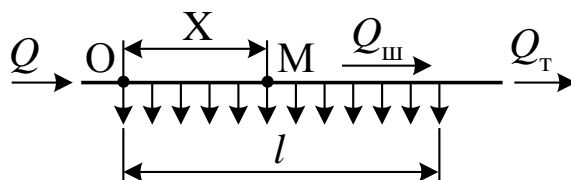


Рисунок 1.44 - Схема трубопроводу з рівномірною шляховою витратою

Отже, з трубопроводу рівномірно відбирається рідина за шляхом її руху. На одиниці довжини трубопроводу витрата складає $q = Q_{\text{ш}}/l$, яка називається **питомою витратою**, тобто це є відношення шляхової витрати до довжини трубопроводу. Витрата рідини, яка проходить через точку М (рис. 1.47), складає:

$$Q_{\text{М}} = Q_{\text{т}} + \frac{Q_{\text{ш}}}{l}(l - X) = Q_{\text{т}} + Q_{\text{ш}} - \frac{Q_{\text{ш}}X}{l}. \quad (1.211)$$

Згідно з формулою (1.209), втрати напору вздовж нескінченно малої ділянки шляху будуть дорівнювати

$$dh_{\text{в}} = A Q_{\text{х}}^2 dX = A \left(Q_{\text{т}} + Q_{\text{ш}} - \frac{Q_{\text{ш}}X}{l} \right)^2 dX. \quad (1.212)$$

Повні втрати на всій ділянці l –

$$h_{\text{в}} = \int_0^l A Q_{\text{х}}^2 dX = \int_0^l A [Q_{\text{т}} + q(l - X)]^2 dX. \quad (1.213)$$

Проінтегрувавши рівняння (1.209) у межах від 0 до l , отримаємо розрахункове рівняння для знаходження втрат напору на всій ділянці довжиною l :

$$h_{\text{в}} = Al(Q_{\text{т}}^2 + 2Q_{\text{т}}Q_{\text{ш}} + Q_{\text{ш}}^2 - Q_{\text{т}}Q_{\text{ш}} - Q_{\text{ш}}^2 + \frac{1}{3}Q_{\text{ш}}^2), \quad (1.214)$$

а після перетворень –

$$h_{\text{в}} = Al(Q_{\text{т}}^2 + Q_{\text{т}}Q_{\text{ш}} + \frac{1}{3}Q_{\text{ш}}^2), \quad (1.215)$$

при $Q_{\text{т}} = 0$ отримаємо:

$$h_{\text{в}} = \frac{1}{3} A Q_{\text{ш}}^2 l. \quad (1.216)$$

Вираз у дужках (1.215) і є розрахунковою витратою рідини на

ділянці зі шляховою її витратою.

Оскільки рівнянням (1.215) при практичних розрахунках користуватися незручно, прийнято шляхову витрату враховувати деякою її часткою, приймаючи розрахункову витрату Q_p як суму транзитної і певної частки шляхової витрати:

$$Q_p = Q_t + \alpha Q_{ш}, \quad (1.217)$$

де Q_t – транзитна витрата; α – коефіцієнт еквівалентності, 0,5...0,65; $Q_{ш}$ – шляхова витрата;

$$Q_{ш} = q \cdot l, \quad (1.218)$$

де q – питома витрата рідини; l – довжина ділянки з питомою витратою рідини.

Враховуючи рівняння (1.217), повні втрати напору на ділянці зі шляховою витратою будуть

$$h_b = Al(Q_t + \alpha Q_{ш})^2. \quad (1.219)$$

Послідовно з'єднані трубопроводи. Це трубопроводи, в яких до кінця попередньої ділянки приєднується початок наступної ділянки. Окремі ділянки мають різні діаметри d_1, d_2, \dots, d_n та довжину l_1, l_2, \dots, l_n , а витрата рідини Q постійна по всій його довжині (рис. 1.45).

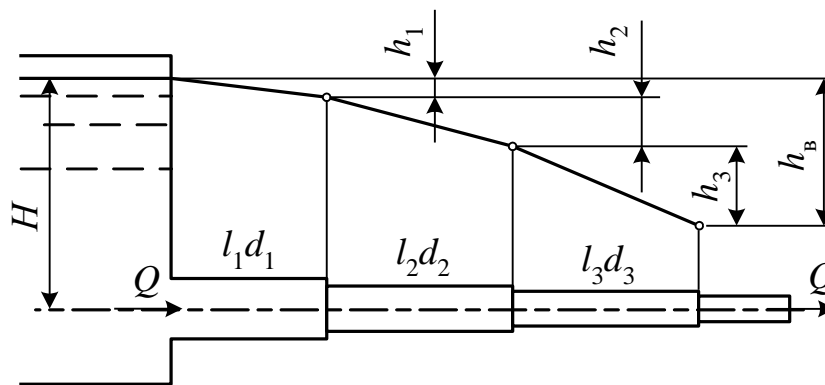


Рисунок 1.45 - Схема послідовно з'єднаного трубопроводу

Особливістю при гідравлічному розрахунку цих трубопроводів є те, що загальні втрати напору дорівнюють сумі його втрат на окремих ділянках, тобто

$$h_b = h_{b1} + h_{b2} + \dots + h_{bn}, \quad (1.220)$$

де $h_{b1}, h_{b2}, \dots, h_{bn}$ – втрати напору на окремих ділянках.

Витрата рідини однакова на всіх ділянках, тобто

$$Q_1 = Q_2 = \dots Q_n = Q. \quad (1.221)$$

Таким чином, з урахуванням рівняння (1.189) загальні втрати напору можна виразити формулою

$$h_b = (S_1 + S_2 + \dots + S_n) Q^2 = \sum S_i Q^2, \quad (1.222)$$

де S_i – опір окремих ділянок трубопроводу.

Паралельно з'єднані трубопроводи – це трубопроводи, які в певній точці розгалужуються на дві або більше гілок, а в наступній точці об'єднуються в один трубопровід (рис. 1.46).

Особливістю цих трубопроводів є те, що втрати напору h_{b_i} в усіх його гілках однакові, тобто

$$h_{b_1} = h_{b_2} = \dots = h_{b_n} = h_b, \quad (1.223)$$

а загальна витрата рідини Q дорівнює сумі витрат її в окремих гілках, тобто

$$Q = Q_1 + Q_2 + \dots + Q_n. \quad (1.224)$$

Загальні втрати напору, згідно зі схемою (рис.1.46), $h_b = H_A - H_B$.

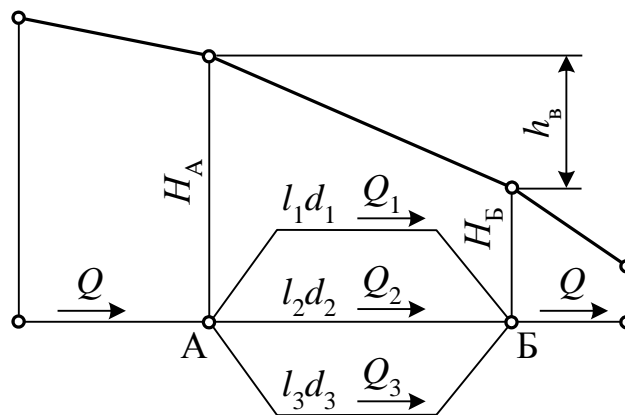


Рисунок 1.46 - Схема паралельно з'єднаних трубопроводів

Показаний на рисунку 1.46 трубопровід складається з трьох гілок. Типовою задачею у цьому випадку є знаходження витрати рідини в окремих гілках трубопроводу та загальної витрати.

Першою умовою, згідно з рівнянням (1.224), є баланс витрат рідини в гілках і загального її значення, другою – рівність втрат напору в гілках.

Отже, згідно з рівнянням (1.191), з урахуванням втрат напору в місцевих опорах втрати напору в окремих гілках визначаються за залежностями

$$h_{b_1} = \frac{l_{p1} Q_1^2}{K_1^2}; \quad h_{b_2} = \frac{l_{p2} Q_2^2}{K_2^2}; \quad h_{b_3} = \frac{l_{p3} Q_3^2}{K_3^2}, \quad (1.225)$$

звідки

$$Q_1 = \sqrt{\frac{h_{b_1} K_1^2}{l_{p1}}}; \quad Q_2 = \sqrt{\frac{h_{b_2} K_2^2}{l_{p2}}}; \quad Q_3 = \sqrt{\frac{h_{b_3} K_3^2}{l_{p3}}}. \quad (1.226)$$

Рівняння загальної витрати рідини буде мати такий вигляд:

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3 = K_1 \sqrt{\frac{h_{B1}}{l_{p1}}} + K_2 \sqrt{\frac{h_{B2}}{l_{p2}}} + K_3 \sqrt{\frac{h_{B3}}{l_{p3}}}. \quad (1.227)$$

Користуючись рівняннями (1.225), (1.226) та (1.227), можна розв'язувати конкретні задачі щодо знаходження невідомих гідравлічних характеристик гідросистеми.

1.3.12.4. Розрахунок тупикової та кільцевої мережі

Розімкнуті (тупикові) трубопроводи – це трубопроводи, в яких рідина в кожную точку подається з одного напрямку. Прикладами їх є трубопроводи зрошувальних і водопровідних систем. Як правило, при гідравлічному розрахунку цих трубопроводів знаходиться діаметр трубопроводу та висота водонапірної башти або необхідний напір на початку трубопроводу.

Розглянемо приклад такого трубопроводу (рис. 1.47), який складається з ділянок, по яких транспортуються тільки вузлові (транзитні) витрати рідини (Q_1, Q_2, Q_4, Q_5), та ділянки 1-3, з якої відбирається рідина за шляхом її руху. Тупикові трубопроводи складаються з основної (головної) магістралі та відгалужень.

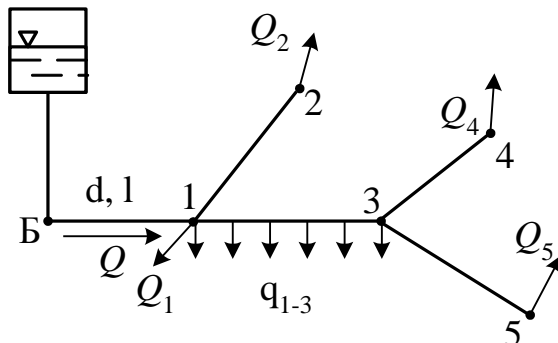


Рисунок 1.47 - Схема розімкнутого (тупикового) трубопроводу

Основна магістраль – це лінія, яка з'єднує початкову точку мережі з тією точкою, в яку найважче подати рідину, тобто з **диктуючою** точкою. Точки, в яких відгалужуються окремі ділянки або в які подаються зосереджені (вузлові) витрати рідини, називаються **вузовими** (точки 1, 2, 3, 4, 5), а відповідні їм витрати (Q_1, Q_2, Q_4, Q_5) – **вузовими витратами**.

Основним питанням при розрахунку цих трубопроводів є встановлення розрахункових витрат рідини на окремих ділянках трубопроводу. У випадках, коли по трубопроводу транспортується

тільки транзитна витрата (ділянки Б-1, 1-2, 3-4 і 3-5), вона буде й розрахунковою. На ділянці зі шляховою витратою рідини розрахункову витрату слід визначати за залежністю (1.221). Отже, розрахунковими витратами рідини будуть:

$$Q_{p_{Б-1}} = Q_1 + Q_2 + Q_4 + Q_5 + Q_{ш1-3},$$

де $Q_{ш1-3}$ – шляхова витрата, визначається за формулою (1.222).

$$Q_{p_{1-2}} = Q_2; \quad Q_{p_{1-3}} = Q_4 + Q_5 + 0,5Q_{ш1-3}; \quad Q_{p_{3-4}} = Q_4; \quad Q_{p_{3-5}} = Q_5. \quad (1.228)$$

Гідравлічний розрахунок цих трубопроводів ведеться із застосуванням таблиця 1.9, якою регламентується порядок розрахунку, і в неї ж вносяться його результати.

Таблиця 1.9 - Гідравлічний розрахунок тупикової водопровідної мережі

Ділянка	$l, \text{ м}$	Витрата, л/с			$d_{\text{окр}}, \text{ мм}$	$V, \text{ м/с}$	$A, \text{ с}^2/\text{м}^6$	β	$h_{\text{в}}, \text{ м}$	$\sum_{\text{Б}}^i h_{\text{в}}, \text{ м}$	$H_{\text{Б}}, \text{ м}$	При $H_{\text{Б буд}} =$			
		$Q_{\text{ш}}$	$Q_{\text{тр}}$	$Q_{\text{р}}$								$H_{\text{пi}}, \text{ м}$		$H_{\text{вілi}}, \text{ м}$	
												Поч. діл.	Кін. діл.	Поч. діл.	Кін. діл.
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
Б-1		-													
1-2		-													
1-3		-													
3-4		-													
3-5		-													

Назва ділянок трубопроводу та їхньої довжини (колонки 1, 2 табл. 1.9) беруться з гідравлічної схеми трубопроводу. Витрати рідини $Q_{ш}$, $Q_{тр}$, Q_p (колонки 3, 4, 5) визначаються за методикою, згідно з формулами (1.227). Діаметр трубопроводу d на окремих ділянках (колонка 6) визначається за формулою (1.206) і округлюється до ближчого більшого стандартного. Середня швидкість V (колонка 7) визначається за формулою $V = 4Q_p/(\pi d^2)$. Втрати напору h_b вираховуються за формулою (1.209), для чого питомий опір A (колонка 8) береться з табл. 1.5, а поправочний коефіцієнт β (колонка 9) – з таблиці 1.6. Вирахувавши втрати

напору h_b (колонка 10), знаходимо їх суму від башти до кожної вузлової (i -тої) точки $\sum_B^i h_b$ (колонка 11).

Висота водонапірної башти (колонка 12) знаходиться для кожної вузлової точки за формулою

$$H_B = H_{\text{вл}} + \sum_B^i h_b + (Z_i - Z_6), \quad (1.229)$$

де $H_{\text{вл}}$ – вільний напір рідини, який заданий (вимагається) в i -тій точці, тобто напір, під яким рідина витікає з пристрою, за допомогою якого вона відбирається з трубопроводу; $\sum_B^i h_b$ – сума втрат напору від башти до i -тої точки; Z_i , Z_6 – геодезичні відмітки поверхні землі відповідно в i -тій точці й у місці установки башти.

Серед знайдених висот башти для всіх вузлових точок у якості будівельної приймається найбільша, округлена до ближчої більшої стандартної висоти. У колонки 13, 14 вносяться значення п'єзометричної висоти (напору), вираховані на початку й у кінці ділянки за формулою

$$H_{\pi} = Z_6 + H_{\text{ббд}} - \sum_B^i h_b. \quad (1.230)$$

Останнім у гідравлічному розрахунку розгалужених трубопроводів є перевірочний розрахунок забезпечення необхідного вільного напору в кожній вузловій точці за формулою

$$H_{\text{вл}} = H_{\pi} - Z, \quad (1.231)$$

де H_{π} – п'єзометричний напір у точці; Z – геодезична відмітка поверхні землі в точці.

Кільцеві трубопроводи – це трубопроводи, в яких рідина в кожену точку подається з декількох напрямків, що забезпечує підвищену надійність їхньої роботи в порівнянні з тупиковими. Прикладом їх є сільські кільцеві водопровідні мережі.

Ці трубопроводи складаються з певної кількості замкнутих кілець, а тому називаються **замкнутими** (рис. 1.48).

Гідравлічний розрахунок цих трубопроводів ведеться в такій послідовності:

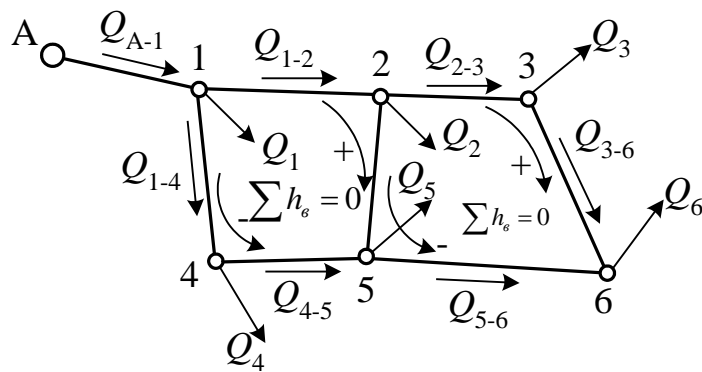


Рисунок 1.48 - Кільцева водопровідна мережа

1. Обчислюються розрахункові вузлові витрати рідини Q_i , які складаються із зосередженої вузлової витрати (якщо вона є) і з півсуми шляхових витрат на лініях, що сходяться у вузлі, тобто

$$Q_i = Q_z + 0,5 \sum_{i=1}^n Q_{ш_i}, \quad (1.232)$$

де Q_z – зосереджена вузлова витрата; $Q_{ш_i}$ – шляхові витрати на лініях, що сходяться у вузлі.

2. Призначаються лінійні (розрахункові) витрати рідини в першому приближенні та їхній напрям (рис. 1.48, закруглені стрілочки). При цьому сума витрат рідини, які надходять до вузла, повинна дорівнювати сумі витрат, які виходять з вузла.

3. Визначаються діаметри труб на ділянках за формулою (1.202), які потім округлюються до більшого стандартного діаметра.

4. За формулою (1.209) обчислюються втрати напору на кожній ділянці кільцевої мережі, а потім виконується ув'язка кілець. Суть її полягає в тому, що алгебраїчна сума втрат напору в гілках кільця має бути близькою до нуля. Для цього в гілці з рухом рідини за годинниковою стрілкою втрати напору умовно приймають зі знаком плюс, а в протилежному напрямку – зі знаком мінус (рис. 1.48), наприклад, у першому кільці схеми мережі

$$h_{B1-2} + h_{B2-5} - h_{B4-5} - h_{B1-4} \approx 0. \quad (1.233)$$

Якщо умова (1.233) не виконується, то необхідно або перерозподілити розрахункові витрати в гілках кільця, або змінити діаметр труб і повторити розрахунки. Досягти повного виконання умови (1.233) практично неможливо, а тому допускається неув'язка в кільці $\Delta h_b = 0,3 \dots 0,5$ м, а в усій мережі – $\Delta h_b = 1 \dots 1,5$ м.

1.3.12.5. Гідравлічний удар у трубопроводах

Гідравлічний удар може мати місце тільки в напірних трубопроводах і є прикладом несталого руху рідини в них.

Гідравлічний удар – це різке збільшення або зменшення тиску в напірних трубопроводах внаслідок різкого перекриття або відкриття їх, що викликає різке збільшення або зменшення швидкості руху рідини в трубопроводі.

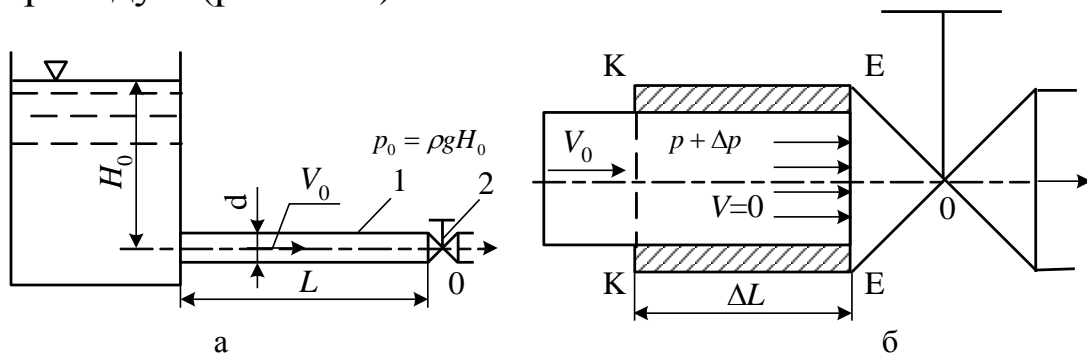
Явище гідравлічного удару для трубопроводів негативне, оскільки значне підвищення тиску може викликати розрив трубопроводу.

Вперше це явище було досліджене російським ученим М. Є. Жуковським, і результати досліджень були опубліковані в 1898 р.

При гідравлічному ударі збільшення тиску, викликане ним, – Δp – підсумовується з тиском у трубопроводі до гідравлічного удару p_0 , і загальний тиск p буде дорівнювати

$$p = p_0 + \Delta p. \quad (1.234)$$

Розглянемо явище гідравлічного удару при миттєвому закритті засувки 2, розташованої в кінці горизонтального трубопроводу 1 (рис. 1.49).



1 – трубопровід; 2 – засувка

Рисунок 1.49 - Схеми до визначення тиску при гідравлічному ударі

За нескінченно малий проміжок часу після закриття засувки відсік ЕЕКК довжиною ΔL , який примикає до засувки, зупиниться (рис. 1.49, б). Рідина в трубопроводі продовжує рухатись зі швидкістю V_0 , внаслідок чого тиск у відсіку збільшиться на величину Δp , яку можна визначити за допомогою теореми про зміну кількості руху, застосувавши її до маси рідини, що зупинилася.

Кількість руху в об'ємі відсіку ЕЕКК до закриття засувки –

$$KP = \rho \omega \Delta L V_0, \quad (1.235)$$

де ω – площа перерізу труби; V_0 – швидкість руху рідини до закриття засувки.

Після закриття засувки рідина зупиниться, швидкість і кількість руху зменшаться до нуля, тобто зміна кількості руху буде дорівнювати самій кількості руху, яка мала місце до закриття засувки. Зміна кількості руху буде дорівнювати імпульсу сили:

$$IC = (p_0 + \Delta p)\omega\Delta t - p_0\omega\Delta t = \Delta p\omega\Delta t. \quad (1.236)$$

Прирівняємо кількість руху й імпульс сили:

$$\rho\omega\Delta LV_0 = \Delta p\omega\Delta t. \quad (1.237)$$

Позначимо $c = \Delta L/\Delta t$, отримаємо формулу підвищення тиску при гідравлічному ударі:

$$\Delta p = \rho V_0 c, \quad (1.238)$$

де c – швидкість розповсюдження ударної хвилі.

Протягом наступного нескінченно малого проміжку часу зупиниться наступний, ближчий до першого, відсік рідини, і підвищення тиску, яке почалося біля засувки, розповсюдиться по трубопроводу проти течії у вигляді хвилі підвищення тиску. Після збігу часу L/c зупиниться останній відсік рідини в трубопроводі. Вся рідина буде стиснена, але цей стан нестійкий, оскільки рівень її в резервуарі не змінюється. Приріст тиску Δp погаситься, і спад тиску почне розповсюджуватися зі швидкістю c у вигляді хвилі зниження тиску. Через час $t_{\phi} = 2L/c$ у трубопроводі відновиться початковий тиск. Час t_{ϕ} називається **часом фази**, тобто це час проходження ударної хвилі до резервуара й назад. Таким чином, у момент часу тиск біля засувки знизиться на величину $\Delta p = \rho V_0 c$, тобто на таку, на яку він підвищувався. Зниження тиску буде розповсюджуватися у тому ж порядку, що і його підвищення, і в момент $t = 3L/c$ воно досягне резервуара. Відбившись від нього, хвиля тиску через $t = 4L/c$ повернеться до засувки, і рідина в трубопроводі прийме початковий стан.

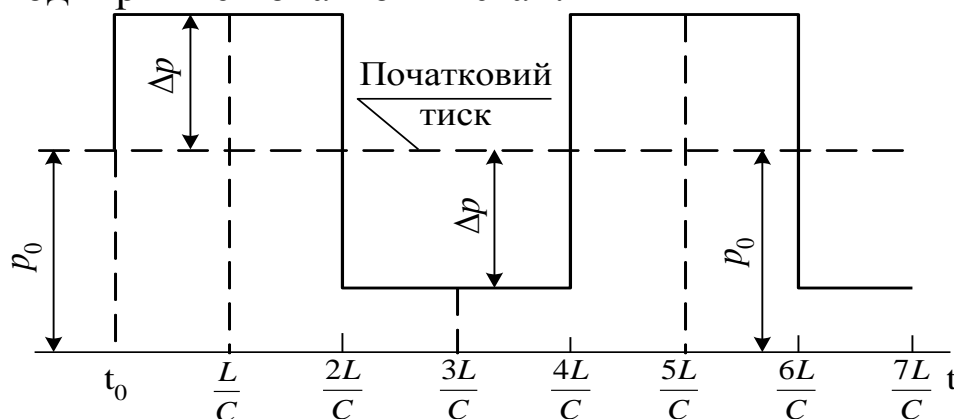


Рисунок 1.50 - Діаграма зміни тиску в трубопроводі при гідравлічному ударі

Проілюструємо зміну тиску в точці О діаграмою (рис. 1.50).

Діаграма (рис 1.50) складається з відрізків, паралельних осі часу t , які знаходяться від неї поперемінно то на відстані $p_0 + \Delta p$, то $p - \Delta p$ почергово через проміжок часу $t_\phi = 2L/c$.

Швидкість розповсюдження ударної хвилі c в пружному круглому трубопроводі визначається за формулою

$$c = \frac{1425}{\sqrt{1 + \frac{d}{\delta} \frac{E_p}{E_{тр}}}}, \quad (1.239)$$

де d – діаметр трубопроводу; δ – товщина стінки трубопроводу; E_p – модуль об'ємної пружності рідини; $E_{тр}$ – модуль об'ємної пружності трубопроводу (матеріалу).

У таблиці 1.10 наводиться відношення $E_p/E_{тр}$ для води і для деяких матеріалів труб.

Таблиця 1.10 - Відношення $E_p/E_{тр}$

Матеріал труб	$E_p/E_{тр}$	Матеріал труб	$E_p/E_{тр}$
Сталь	0,01	Азбестоцемент	0,11
Чавун	0,02	Вінілопласт	0,68...0,73
Залізобетон	0,065...0,09	Поліетилен	1,0...1,45
Бетон	0,1	Гума	120...350

Швидкість розповсюдження ударної хвилі води в металевих трубах складає близько 1000 м/с, а підвищення тиску (при швидкості $V \approx 1,0$ м/с) $\Delta p = 10^6$ Па = 1 МПа.

У залежності від співвідношення часу закриття засувки T_3 і фази гідравлічного удару t_ϕ розрізняють прямий і непрямий гідравлічний удар.

Гідравлічний удар називається **прямим**, якщо $T_3 < t_\phi$, підвищення тиску Δp при цьому визначається за формулою (1.238).

При $T_3 > t_\phi$ гідравлічний удар називається **непрямим**, і підвищення тиску визначається залежністю

$$\Delta p = 2\rho L V_0 / T_3. \quad (1.240)$$

Оскільки явище гідравлічного удару негативне, то для недопущення його застосовуються різні заходи і пристрої.

Основним з них там, де це можливо, є недопущення прямого гідравлічного удару, тобто забезпечення повільного перекриття

трубопроводів, що й робиться, наприклад, у побутових водорозбірних кранах. Тоді раптове підвищення тиску Δp визначається за залежністю (1.240), згідно з якою воно менше, ніж при прямому ударі (1.238). У боротьбі з гідравлічним ударом застосовуються запобіжні клапани, водоповітряні резервуари та ін.

1.3.12.6. Гідравлічний таран

Гідравлічним тараном називається водопідіймальна гідравлічна установка, за допомогою якої здійснюють підйом рідини на задану висоту, використовуючи дію гідравлічного удару. Схема гідравлічної таранної установки проста (рис. 1.51).

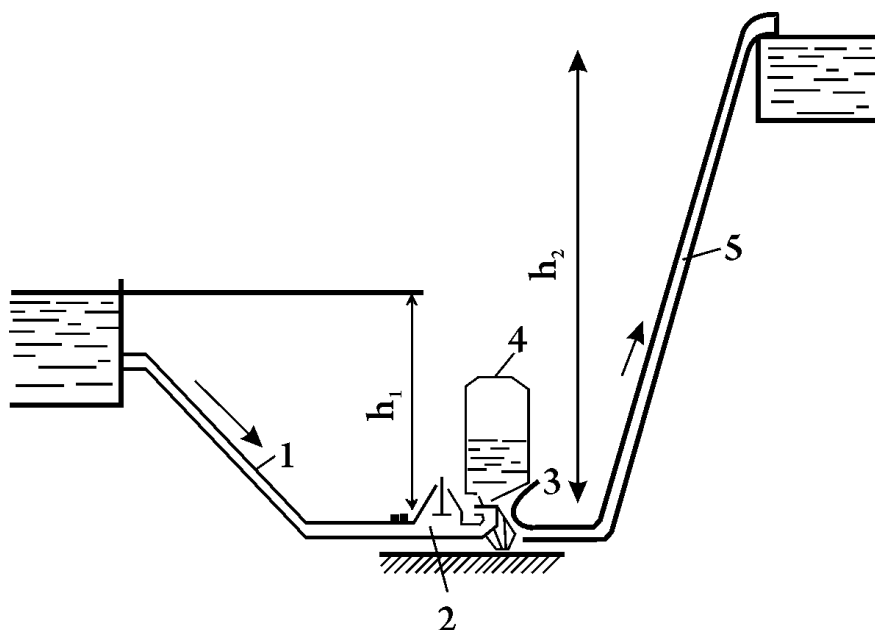


Рисунок 1.51 - Схема гідравлічної таранної установки

Вода, що рухається по трубі 1 під натиском h_1 витікає назовні через зазори, що є навколо осі клапана 2. Під тиском води клапан 2 закривається, унаслідок чого в трубі виникає гідравлічний удар і тиск в трубі миттєво підвищиться. Після того, як підвищений тиск досягне клапана 3, останній відкриється і вода поступить в повітряний ковпак 4. За хвилину стиснення слідує хвиля розрідження, яка створює у клапанів 2 і 3 знижений тиск. При цьому клапан 5 закривається, а клапан 2 відкривається. Описаний цикл повторюється. Вода, що поступає в повітряний ковпак, стискає повітря, що знаходиться в ньому, яке у свою чергу чинить тиск на воду, що знаходиться вище за клапан 3, примушуючи її підніматися по напірній трубі 5 на висоту h_2 . Необхідна умова стійкої роботи гідравлічного тарану — наявність перепаду висот не

менше 0,5—1,0 м.

У сільськогосподарському водопостачанні знайшли застосування гідравлічні тарани декількох типів. Напір, що створюється гідравлічними таранами, досягає 100 м при ККД до 75%, частоті ударів до 120 за хвилину і подачі до 200 л/хв. Гідравлічні тарани можуть працювати як при послідовному (в цілях збільшення напору), так і при паралельному з'єднанні (в цілях збільшення подачі).

1.3.13. Витікання рідини через отвори й насадки

1.3.13.1. Явище витікання, класифікація отворів і насадок та задачі, які при цьому виникають

Явище витікання рідин через отвори й насадки полягає в тому, що рідина з резервуарів, баків чи інших посудин, а також з трубопроводів витікає через улаштовані в їхніх стінках вирізи різної форми, які називаються *отворами*, або приєднані в місцях отворів короткі відрізки труб, які називаються *насадками*. Отвори й насадки широко застосовуються в багатьох інженерних конструкціях, машинах і механізмах. Отвори певним чином класифікуються.

Отвір називається *малим*, якщо його вертикальний розмір менше або дорівнює 0,1 напору на отворі H . *Великим отвором* називається отвір, вертикальний розмір якого більше 0,1 напору на отворі H .

Стінки, в яких влаштовуються отвори, поділяються на *тонкі*, товщина яких δ менше трьох вертикальних розмірів отвору A , тобто $\delta < 3A$, і *товсті* – $\delta > 3A$.

Рух рідини при її витіканні відбувається у вигляді струмин. У залежності від місця розташування отвору в стінці й умов витікання рідини розрізняють витікання з досконалим і недосконалим, з повним і неповним стисненням струмини, витікання із затопленого й незатопленого отворів, при постійному й змінному напорі на отворі.

Досконале стиснення струмини буде, коли бокові стінки і дно резервуара не впливають на витікання рідини, тобто отвір розташований від них на відстані l , більшій за потроєний вертикальний розмір отвору ($l > 3A$).

Стиснення буде *недосконалим*, коли одна або декілька

бокових стінок резервуара будуть віддалені від отвору на відстань, меншу за потроєний вертикальний розмір отвору ($l < 3A$).

Стиснення струмини може бути **повним** (по всьому периметру) і **неповним**, якщо отвір частиною периметра співпадає з боковими стінками або дном резервуара.

Отвір вважається **незатопленим**, якщо витікання рідини відбувається в атмосферу.

Отвір вважається **затопленим**, якщо витікання відбувається не в атмосферу, а під рівень рідини.

Основними показниками при витіканні рідини через отвори й насадки є швидкість витікання V і витрата рідини при цьому Q .

Таким чином, при гідравлічних розрахунках явища витікання рідини через отвори й насадки основана задача полягає в знаходженні швидкості руху та витрати рідини.

1.3.13.2. Методика гідравлічних розрахунків при різних видах витікання рідин

Розглянемо різні види витікання рідини через отвори й насадки.

Витікання рідини в атмосферу через малий отвір у тонкій стінці при постійному напорі (рис. 1.52, а, б, в). На позиціях **а** і **б** цієї схеми показані гострі крайки, а на позиції **в** показаний отвір з тупою крайкою, але її товщина не впливає на умови витікання, і стінка вважається тонкою.

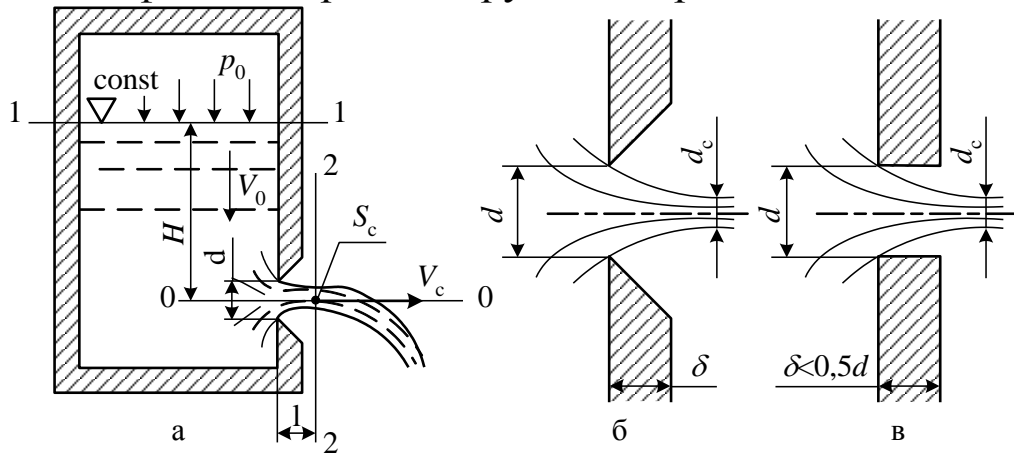
Спочатку визначимо швидкість витікання рідини, для чого скористуємося рівнянням Бернуллі стосовно площини порівняння 0-0, яка проходить через центр тяжіння отвору. Перший переріз (1-1) візьмемо на вільній поверхні рідини в резервуарі, другий (2-2) – там, де рух потоку в струмині близький до плавнозмінного, тобто в перерізі з найбільшим стисненням струмини, тоді

$$H + \frac{P_0}{\rho g} + \frac{\alpha V_0^2}{2g} = Z_c + \frac{P_c}{\rho g} + \frac{\alpha V_c^2}{2g} + h_b, \quad (1.241)$$

де H – напір над отвором; p_0 – тиск в першому перерізі; V_0 – середня швидкість руху рідини в першому перерізі. Оскільки вона незначна в порівнянні зі швидкістю в трубопроводі, то $V_0 = 0$; Z_c – висота положення другого перерізу відносно площини порівняння 0-0 ($Z_c = 0$); p_c – тиск у другому перерізі, $p_c = p_a$; V_c – середня швидкість у другому перерізі; h_b – втрати напору на ділянці між першим і другим перерізами:

$$h_b = \zeta_{от} \cdot V_c^2 / (2g), \quad (1.242)$$

де $\zeta_{от}$ – коефіцієнт втрат напору на отворі.



а, б – отвір з гострими крайками; в – отвір з тупою крайкою.

Рисунок 1.52 - Схема витікання рідини з отвору в тонкій стінці

Приведений напір

$$H' = H + p_0 / (\rho g) \quad (1.243)$$

і повний напір над центром тяжіння отвору

$$H_0 = H' + \alpha V_c^2 / (2g). \quad (1.244)$$

Прийнявши $\alpha = 1$ і з урахуванням прийнятих позначень H' і H_0 , отримаємо:

$$H_0 = \frac{V_c^2}{2g} (1 + \zeta_{от}), \quad (1.245)$$

звідси

$$V_c = \frac{1}{\sqrt{1 + \zeta_{от}}} \sqrt{2gH_0}. \quad (1.246)$$

Прийнявши $\frac{1}{\sqrt{1 + \zeta_{от}}} = \varphi$, де φ – коефіцієнт швидкості ($\varphi = 0,97$), отримаємо:

$$V_c = \varphi \sqrt{2gH_0}. \quad (1.247)$$

Витрата рідини при витіканні з отвору –

$$Q = \omega_c V_c. \quad (1.248)$$

Оскільки струмина в цьому перерізі стиснена, то прийемо

$$\omega_c = \varepsilon \omega, \quad (1.249)$$

де ε – коефіцієнт стиснення ($\varepsilon = 0,61 \dots 0,64$); ω – площа отвору.

Витрата через отвір з урахуванням (1.249) буде

$$Q = \varphi \varepsilon \omega \sqrt{2gH_0} \quad (1.250)$$

або

$$Q = \mu \omega \sqrt{2gH_0}, \quad (1.251)$$

де $\mu = \varepsilon \varphi$ – коефіцієнт витрати, $\mu = 0,64 \cdot 0,97 = 0,62$ [14].

Якщо швидкість підходу мала, то $H_0 = H$, і формула (1.251) набере такого вигляду:

$$Q = \mu \omega \sqrt{2gH}. \quad (1.252)$$

Якщо на поверхні закритого резервуара тиск $p_0 > p_a$, витрата рідини визначається за формулою

$$Q = \mu \omega \sqrt{2g\left(H + \frac{p_0}{\gamma}\right)}. \quad (1.253)$$

Витікання через затоплений отвір у тонкій стінці (під рівень) (рис. 1.53) Рівні рідини в обох резервуарах залишаються постійними, а тиск на вільній поверхні атмосферний (однаковий).

Застосуємо рівняння Бернуллі для перерізів 1-1 і 2-2, співпадаючих відповідно з вільними поверхнями до отвору і після нього, а площину порівняння 0-0 візьмемо по осі отвору. Знехтувавши швидкісними напорами в перерізах 1-1 і 2-2, отримаємо:

$$H_1 = H_2 + \sum h_b \quad (1.254)$$

або

$$Z = \sum h_b,$$

де $Z = H_1 - H_2$ – різниця рівнів рідини до отвору і після нього; $\sum h_b$ – втрати напору при витіканні рідини через затоплений отвір; V_c – середня швидкість руху рідини в стисненому перерізі С-С.

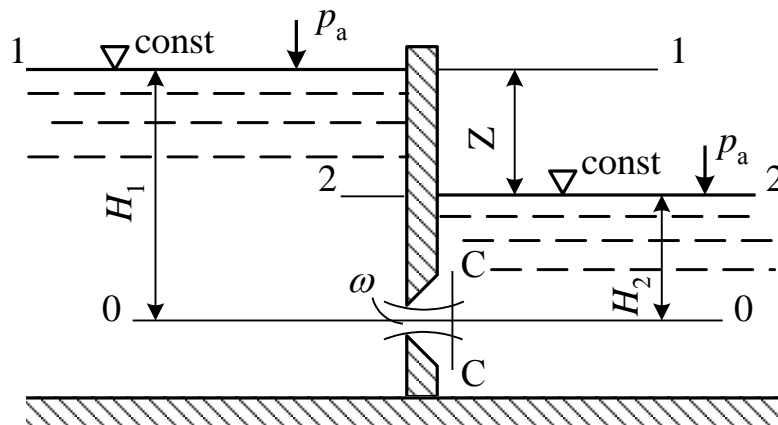


Рисунок 1.53 - Схема явища витікання рідини через затоплений отвір

Втрати напору $\sum h_b$ складаються з втрат між перерізами 1-1 і С-С, аналогічних втратам при витіканні в атмосферу через малий отвір $h_{\text{отв}} = \zeta_{\text{отв}} V_c^2 / (2g)$, і втрат напору між перерізами С-С і 2-2,

пов'язаних з раптовим розширенням струмини від стисненого перерізу до перерізу в резервуарі після отвору $h_{pp} = \alpha_c V_c^2 / (2g)$.

З урахуванням сказаного,

$$\sum h_b = \frac{V_c^2}{2g} (\alpha_c + \zeta_{от}), \quad (1.255)$$

звідси швидкість у стисненому перерізі –

$$V_c = \frac{1}{\sqrt{\alpha_c + \zeta_{от}}} \sqrt{2gz} \quad (1.256)$$

або

$$V_c = \varphi \sqrt{2gz}, \quad (1.257)$$

де $\varphi = \frac{1}{\sqrt{\alpha_c + \zeta_{от}}}$ – коефіцієнт швидкості.

Оскільки площа струмини в стисненому перерізі $\omega_c = \varepsilon \omega$, то витрата рідини, яка протікає через затоплений отвір, буде рівнятися

$$Q = \varepsilon \varphi \omega \sqrt{2gz} \quad (1.258)$$

або

$$Q = \mu \omega \sqrt{2gz}. \quad (1.259)$$

Коефіцієнт витрати $\mu = 0,62$ і швидкості $\varphi = 0,97$, тобто мають ті ж значення, що й при витіканні через незатоплений отвір.

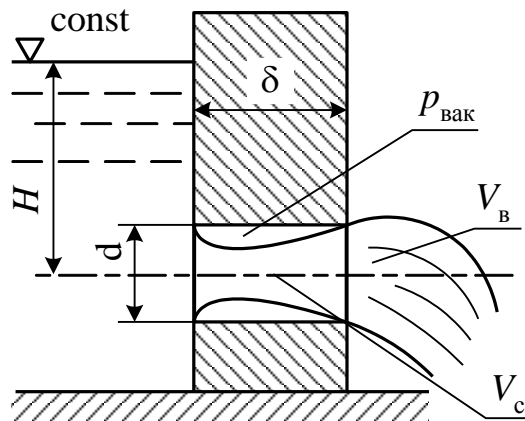


Рисунок 1.54 - Схема до обґрунтування витікання рідини через малий отвір у товстій стінці

Витікання рідини в атмосферу через малий отвір у товстій стінці й насадки при постійному напорі. Особливістю цього виду витікання рідини є те, що при ньому стиснення струмини відбувається в межах стінки, що, як буде показано, суттєво впливає на витрату рідини при її витіканні.

Розглянемо фізику явища, скориставшись схемою цього виду витікання (рис. 1.54).

Під дією сил інерції струмина, обтікаючи вхідні в отвір крайки, викривляється, а оскільки стінка товста, то звуження її відбувається в межах стінки (на відстані $d/2$ від входу). На виході з отвору переріз струмини дорівнює перерізу отвору, тобто витікання йде повним перерізом.

Згідно з рівнянням Бернуллі, у стисненому перерізі швидкість V_c більша, ніж у вихідному V_v , а тиск $p_c < p_v = p_a$, де p_c, p_v, p_a – тиск відповідно у стисненому перерізі, на виході і атмосферний. Відомо (1.16), що $p_a - p_c = p_{\text{вак}}$. Завдяки вакуумметричному тиску в порожнині між внутрішньою поверхнею отвору і стисненою струминою, тобто в зоні стиснення струмини, буде мати місце ефект “підсмоктування” рідини. Внаслідок цього витрата рідини збільшується, відповідно збільшується і коефіцієнт витрати $\mu = 0,82$ [30]. Витрата рідини визначається за формулою, аналогічною формулі (1.252):

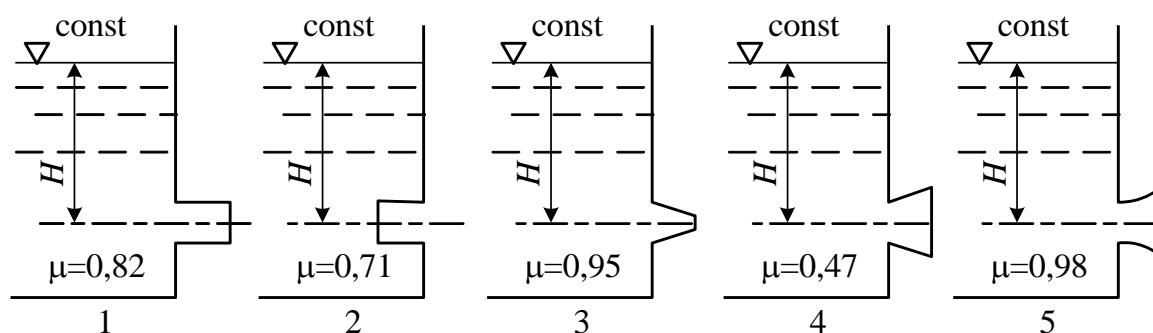
$$Q = \mu \omega \sqrt{2gH}, \quad (1.260)$$

де μ – коефіцієнт витрати, $\mu = 0,82$ [30].

Якщо метою застосування товстої стінки є отримання підвищеного коефіцієнту μ , то необов’язково застосовувати саме товсту стінку, цього ж ефекту можна досягти за допомогою рівнозначної за довжиною і діаметром насадки.

Коефіцієнт μ зі значенням 0,82 може досягати як для отвору в товстій стінці, так і для насадок, при дотриманні таких умов:

1. Товщина стінки або довжина насадки повинна дорівнювати $(3...5)d$ отвору чи насадки. 2. Напір на отворі чи насадці H при витіканні води повинен бути не більше 8 м. Для інших рідин треба робити перерахунок.



1 – зовнішня циліндрична, $\mu = 0,82$; 2 – внутрішня циліндрична, $\mu = 0,71$; 3 – конічно-збіжна (конфузорна), $\mu = 0,95$; 4 – конічно-розбіжна (дифузорна), $\mu = 0,45...0,48$; 5 – коноїдальна, $\mu = 0,98$

Рисунок 1.55. Схеми насадок

Обмеження в товщині стінки (довжині насадки) обумовлене тим, що у випадку їхнього меншого значення стиснення струмینی буде поза межами стінки (насадки), і таким чином буде відсутня вакуумметрична зона.

Що стосується обмеження в напорі $H = 8$ м, то його слід дотримуватися, щоб струмина не викидалась в атмосферу без стиснення.

В інженерній практиці зустрічаються насадки різної конструкції (рис. 1.55).

У техніці насадки застосовуються для випуску рідин із резервуарів, на дощувальній техніці, фонтанах і т. ін.

Витікання рідини через отвори й насадки при змінному напорі. На відміну від попередніх, цей вид витікання належить до несталого руху рідини (рис. 1.56).

Будемо розглядати призматичний резервуар, тобто такий, в якого площа перерізу по висоті залишається постійною. Найпростішим прикладом такого витікання є витікання з бака циліндричної або прямокутної форми з постійною площею перерізу Ω .

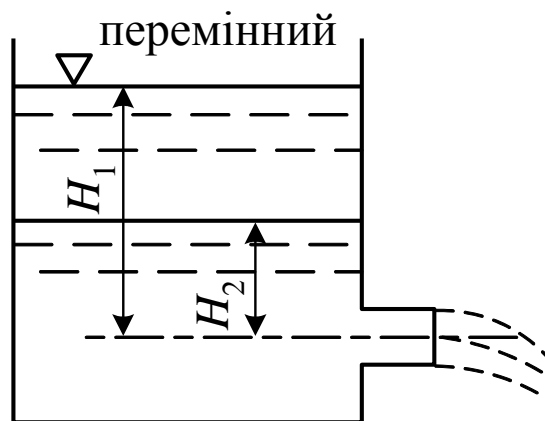


Рисунок 1.56 - Схема до обґрунтування витікання рідини при змінному напорі

Основним показником цього виду витікання є час часткового або повного спорожнення бака. Хай на початку витікання напір на отворі становив H_1 , а в кінці – H_2 . Необхідно знайти час, за який напір від H_1 понизиться до H_2 . Скористуємося рівнянням (1.252) $Q = \mu \omega \sqrt{2gH}$. Оскільки це рівняння описує витрату рідини при сталому русі, то у випадку, який розглядається, воно буде давати помилку.

Отже, скористуємося методом нескінченно малих величин,

при якому для нескінченно малих проміжків часу ця формула буде справедливою.

За час dt об'єм рідини, яка витече з бака, складе dW , причому

$$dW = Qdt = \mu\omega\sqrt{2gH}dt. \quad (1.261)$$

Цей же об'єм можна охарактеризувати й зниженням рівня рідини в баці, тобто

$$dW = -\Omega dH. \quad (1.262)$$

Знак мінус у цьому рівнянні означає зменшення об'єму рідини в баці.

Прирівняємо dW , визначений за формулами (1.261) і (1.262):

$$\mu\omega\sqrt{2gH}dt = -\Omega dH. \quad (1.263)$$

Звідси

$$dt = -\frac{\Omega dH}{\mu\omega\sqrt{2gH}}. \quad (1.264)$$

Час, протягом якого напір від H_1 знизиться до H_2 , тобто час часткового спорожнення резервуара отримаємо, проінтегрувавши рівняння (1.264):

$$t_{\text{част}} = \int_{H_1}^{H_2} -\frac{\Omega dH}{\mu\omega\sqrt{2gH}}. \quad (1.265)$$

Винесемо постійні за знак інтеграла, змінивши межі інтегрування, позбавимось від знака мінус, тоді отримаємо:

$$t_{\text{част}} = \frac{\Omega}{\mu\omega\sqrt{2gH}} \int_{H_2}^{H_1} \frac{dH}{\sqrt{H}} = \frac{2\Omega}{\mu\omega\sqrt{2gH}} \sqrt{H} \Big|_{H_2}^{H_1}. \quad (1.266)$$

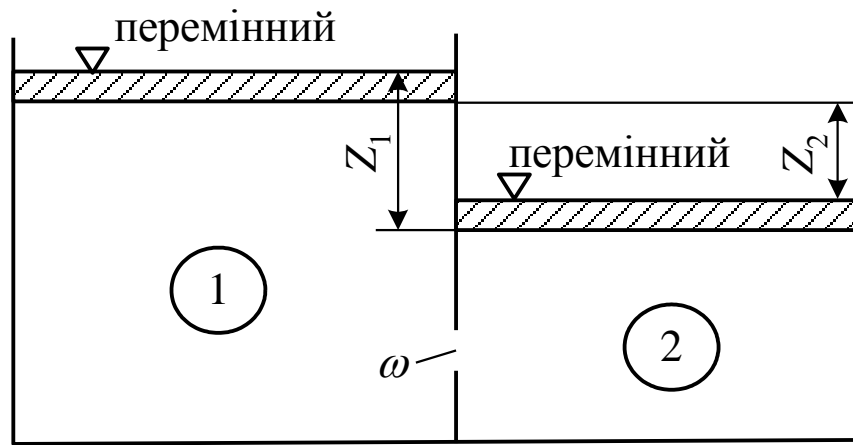
Підставимо межі інтегрування, отримаємо:

$$t_{\text{част}} = \frac{2\Omega(\sqrt{H_1} - \sqrt{H_2})}{\mu\omega\sqrt{2g}}, \quad (1.267)$$

де Ω – площа перерізу бака; H_1 , H_2 – напір на отворі відповідно на початку й у кінці витікання; μ – коефіцієнт витрати; ω – площа отвору.

Час повного спорожнення бака (резервуара) $t_{\text{повн}}$ настане при $H_2 = 0$, тобто

$$t_{\text{повн}} = \frac{2\Omega\sqrt{H_1}}{\mu\omega\sqrt{2g}}. \quad (1.268)$$



1, 2 – відповідно перший і другий резервуари
Рисунок 1.57- Схема двох суміжних резервуарів

Вирівнювання рівнів рідини у двох суміжних резервуарах (рис. 1.57). Основним показником, який характеризує явище вирівнювання рівнів рідини у двох суміжних резервуарах, є час, протягом якого відбувається вирівнювання рівнів.

Рідина через отвір у перегородці перетікає з резервуара 1 в резервуар 2.

Задача знаходження часу вирівнювання рівнів рідини у двох суміжних резервуарах розв'язується аналогічно попередній, за допомогою методу нескінченно малих величин. Отже, час, за який різниця рівнів у двох суміжних резервуарах від Z_1 стане Z_2 , тобто час часткового вирівнювання рівнів $t_{\text{част}}$ визначається за формулою

$$t_{\text{част}} = \frac{2\Omega_1\Omega_2(\sqrt{Z_1} - \sqrt{Z_2})}{(\Omega_1 + \Omega_2)\mu\omega\sqrt{2g}}, \quad (1.269)$$

де Ω_1, Ω_2 – площа поперечного перерізу відповідно першого і другого резервуарів; Z_1, Z_2 – різниця рівнів рідини в резервуарах відповідно на початку й у кінці перетікання рідини з першого в другий резервуар; ω – площа отвору в перегородці.

Час повного вирівнювання $t_{\text{повн}}$ настане при $Z_2 = 0$ і визначається за формулою

$$t_{\text{повн}} = \frac{2\Omega_1\Omega_2\sqrt{Z_1}}{(\Omega_1 + \Omega_2)\mu\omega\sqrt{2g}}. \quad (1.270)$$

Витікання рідини через великі отвори. При витіканні рідини через великі отвори прямокутної форми (рис.1.58) напори у верхній і нижній точках їх будуть суттєво відрізнятися, відповідно до цього будуть відрізнятися і швидкості руху рідини.

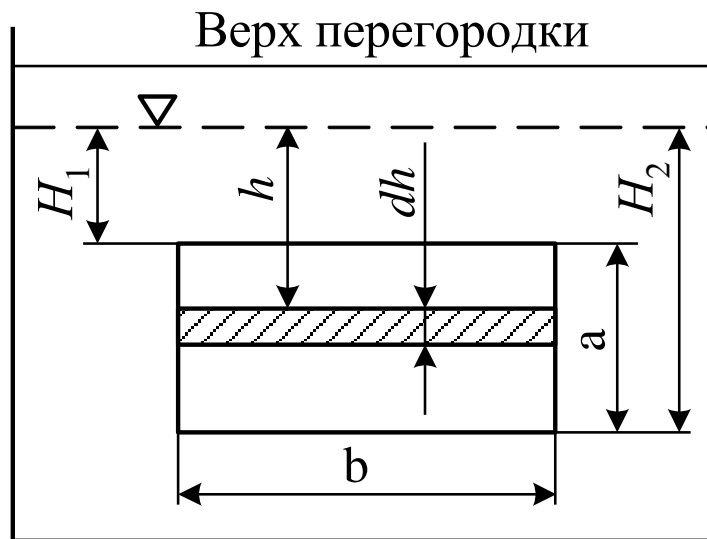


Рисунок 1.58 - Схема до витікання рідини через великий отвір

З урахуванням цього витрата рідини визначається шляхом підсумовування елементарних витрат, які проходять через елементарні смуги висотою dh (рис. 1.58), на які розбивається площа отвору.

Отже, витрата рідини через частину отвору висотою dh і шириною b , яка розташована на глибині h і в якій швидкість можна вважати постійною, визначиться за залежністю

$$dQ = \mu b dh \sqrt{2gh}. \quad (1.271)$$

Витрата через великий отвір буде дорівнювати:

$$Q = \mu b \sqrt{2g} \int_{H_1}^{H_2} h^{1/2} dh \quad \text{або} \quad (1.272)$$

$$Q = \frac{2}{3} \mu b \sqrt{2g} (H_2^{3/2} - H_1^{3/2}), \quad (1.273)$$

де μ – коефіцієнт витрати, при досконалому стисненні 0,65, а при недосконалому – 0,7; b – ширина отвору; H_1 , H_2 – глибина занурення відповідно верху й низу отвору.

1.3.14. Гідравлічні струмини

Гідравлічні струмини – це потоки рідини, не обмежені твердими стінками.

Вони поділяються на затоплені й незатоплені струмини. За формою поперечного перерізу вони поділяються на осьосиметричні (круглого перерізу) і плоскі.

Затоплені струмини – це струмини, які рухаються в рідинному середовищі, однорідному з рідиною струмини.

Прикладами є струмини, які утворюються при перетіканні рідини з одного в інший резервуар, струмини гідротехнічних споруд. У затоплених струминах розрізняють ядро струмини, початкову й основну ділянки (рис. 1.59). **Ядро струмини** розпочинається з отвору (початкового перерізу) і звужується до нуля. Ділянка струмини, яка відповідає довжині ядра, називається **початковою ділянкою**. Довжина початкової ділянки знаходиться за формулою

$$l_n = \frac{0,67}{\alpha} r_0, \quad (1.274)$$

де r_0 – радіус отвору; α – коефіцієнт, який характеризує вплив турбулентності струмини на її розширення, $\alpha = 0,07 \dots 0,08$.

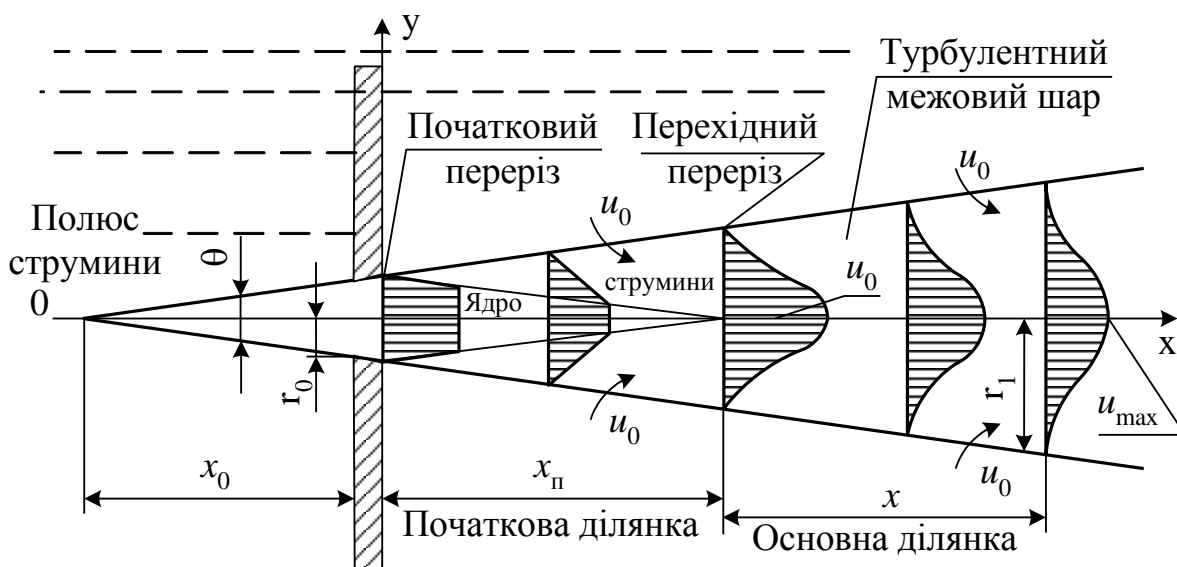


Рисунок 1.59 - Схема затопленої струмини

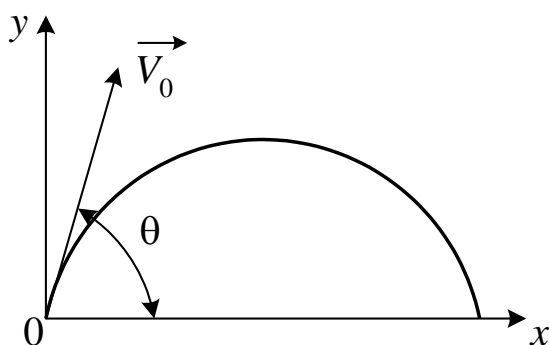


Рисунок 1.60 - Схема до рівняння руху незатопленої струмини

Між ядром і зовнішніми межами струмини утворюється турбулентний межовий шар, швидкості в якому зменшуються від осі до межі струмини. Кут розширення струмини $\theta = 13^\circ 20' \dots 15^\circ 10'$ [29]. Точка перетину зовнішніх меж струмини 0 називається **полюсом струмини**, який від отвору (початкового перерізу) знаходиться на відстані

$$x_0 = \frac{0,29}{\alpha} r_0. \quad (1.275)$$

Після початкової ділянки йде основна ділянка, яка повністю складається з межового шару. Швидкість u_{\max} в ньому зменшується з віддаленням від отвору (початкового перерізу) і визначається за формулою:

$$u_{\max} = \frac{0,96r_0}{ax + 0,29r_0} u_0. \quad (1.276)$$

Радіус струмини в перерізі, розташованому на відстані x від отвору, дорівнює

$$r = (3,4 \frac{ax}{r_0} + 1) r_0. \quad (1.277)$$

Незатоплені струмини – це струмини, які рухаються в повітряному (газовому) середовищі. Прикладом їх є струмини дощувальної техніки, фонтанів та інші струмини.

Рух незатопленої струмини, яка витікає з насадки зі швидкістю V під кутом θ до горизонтальної поверхні (рис. 1.60), описується такою формулою:

$$y = x \operatorname{tg} \theta - \frac{gx^2}{2V^2 \cos^2 \theta}, \quad (1.278)$$

де θ – кут між напрямком витікання і віссю абсцис (Рисунок 1.58); V – початкова швидкість витікання; y – висота падіння струмини; x – дальність польоту струмини.

При $\theta = 0$ отримаємо координати осьової лінії струмини рідини, яка витікає з малого вертикального отвору в тонкій стінці:

$$y = -\frac{gx^2}{2V^2}. \quad (1.279)$$

Незатоплена струмина рідини, яка витікає з нахиленої насадки, має таку структуру по довжині (рис. 1.61): l_1 – компактна, l_2 – роздрібнена і l_3 – розпилена частина струмини.

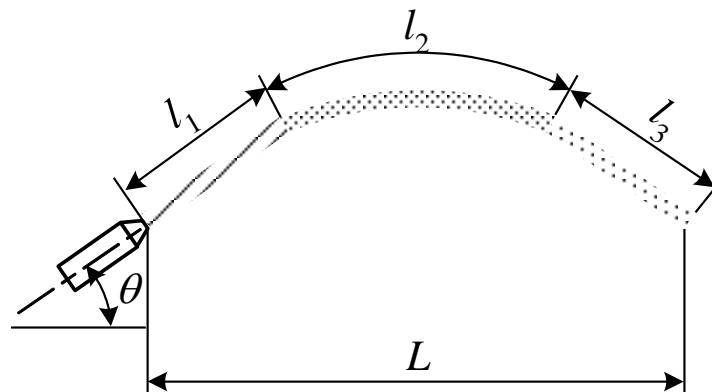


Рисунок 1.61 - Схема структури незатопленої струмини

У компактній частині струмини рідина рухається суцільним потоком. Під дією сили тяжіння та опору повітря струмина спочатку розпадається на окремі великі частини (роздрібнена частина), а потім на дрібні краплі (розпилена частина). Дальність польоту дощувальної струмини L при нахилі її до горизонту під кутом $\theta = 32^\circ$, найбільш характерним для дощувальної техніки, визначається за формулою

$$L = 0,42H + 1000d, \quad (1.280)$$

де H – напір на виході з насадки; d – діаметр насадки.

Формула (1.280) справедлива при $H/d \geq 1000$, де H і d – у метрах.

Висота вертикальної струмини визначається за формулою

$$h_b = \frac{H}{1 + K_1 H}, \quad (1.281)$$

де K_1 – коефіцієнт, який залежить від діаметра виходу з насадки має такі значення:

$d, \text{ мм}$	10	15	20	125	30	40	50
K_1	0,023	0,014	0,009	0,006	0,0044	0,0024	0,0014

Взаємодія струмин з твердими тілами (перешкодами) здійснюється у вигляді активної або реактивної дії струмини.

Активна дія струмини полягає в тому, що струмина, натікаючи на перешкоду, діє на неї з силою P , яка дорівнює силі реакції перешкоди R (рис. 1.62), направленої протилежно силі P .

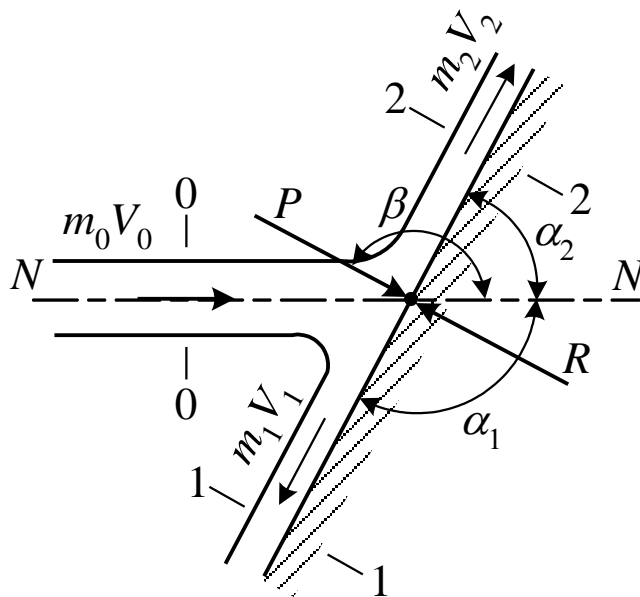


Рисунок 1.62 - Схема до активної дії струмини

Сила P буде відносно більшою (найбільшою), якщо перешкода розташована в межах компактної частини струмини.

Таким чином, плоска струмина шириною B натікає на нахилену перешкоду зі швидкістю V_0 (рис. 1.62). На перешкоді струмина поділяється на дві частини зі швидкостями V_1 і V_2 під кутами α_1 і α_2 до осі основної струмини NN .

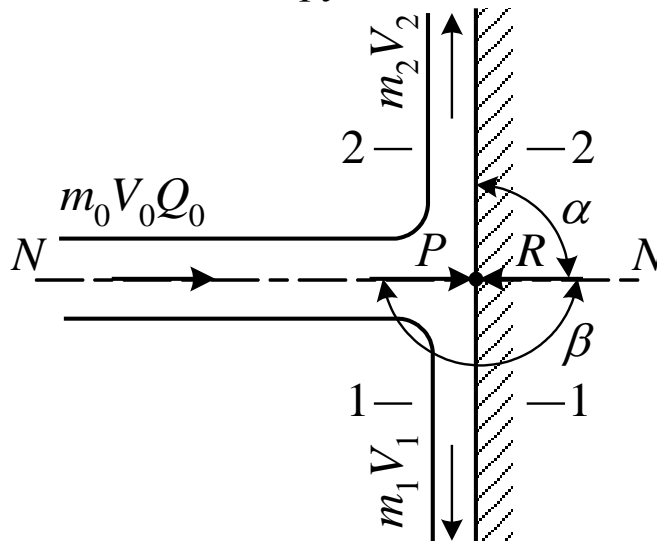


Рисунок 1.63 - Схема взаємодії струмини з перпендикулярною перешкодою

Для знаходження залежності, за якою визначається сила P , скористуємося теоремою кількості руху для мас рідини у відсіках 0-0, 1-1, 2-2. Згідно з цією теоремою, зміна проекції кількості руху (KP) матеріальної точки за деякий проміжок часу dt дорівнює сумі проекцій імпульсів прикладених до неї зовнішніх сил за той же проміжок часу на ту ж вісь, тобто

$$KP = m \cdot V, \quad (1.282)$$

$$\text{або } P \cos \beta = m_0 V_0 - m_1 V_1 \cos \alpha_1 - m_2 V_2 \cos \alpha_2, \quad (1.283)$$

де $P \cos \beta$ – проекція імпульсу сили P .

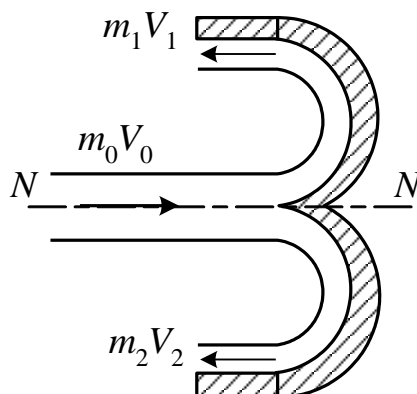


Рисунок 1.64 - Схема взаємодії струмини з криволінійною поверхнею

У найпростішому випадку – перешкода перпендикулярна до напрямку струмини (рис. 1.62) ($\alpha_1 = \alpha_2 = 90^\circ$, $\cos 90^\circ = 0$, $\cos \beta = -1$) – будемо мати:

$$P = m_0 V_0 = \rho Q_0 V_0 = \rho \omega_0 V_0^2, \quad (1.284)$$

де ω_0 – живий переріз струмини в перерізі 0-0 (оскільки $Q_0 = \omega_0 V_0$).

Фактична сила $P_{\text{ф}} = (0,92 \dots 0,95) P$, що пояснюється викривленням ліній течії при розтіканні струмини.

Якщо перешкода рухається в напрямку дії струмини зі швидкістю u , то

$$P = \rho \omega_0 V_0 (V_0 - u), \quad (1.285)$$

якщо ж назустріч струмині –

$$P = \rho \omega_0 V_0 (V_0 + u).$$

Для криволінійної поверхні ($\alpha_1 = \alpha_2 = \pi$) (рис. 1.64) $\cos \alpha = -1$; $m_1 V_1 = m_2 V_2 = 0,5 m_0 V_0$, тобто струмина поділяється навпіл:

$$\begin{aligned} P &= m_0 V_0 - 2m_1 V_1 \cos \alpha_1 = m_0 V_0 + \\ &+ 2m_1 V_1 = 2m_0 V_0 = 2\rho \omega_0 V_0^2 = 2R. \end{aligned} \quad (1.286)$$

Отже, сила тиску струмини P на криволінійну поверхню, зігнуту у зворотний бік, у два рази більша за силу тиску струмини на плоску поверхню, що використовується в активних ковшових гідротурбінах.

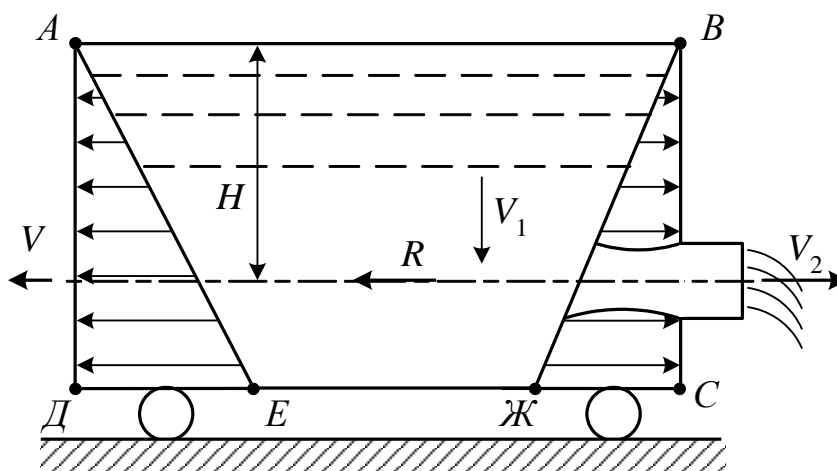


Рисунок 1.65 - Схема до реактивної дії струмини

Реактивна дія струмини. Розглянемо цей вид взаємодії струмини з твердим тілом на прикладі витікання рідини з отвору в стінці резервуара. У цьому випадку сила реакції R діє на посудину в напрямку, протилежному швидкості витікання рідини V_2 . Пояснимо причину виникнення її, користуючись рисунком 1.65.

Вздовж стінки AD , достатньо віддаленої від отвору, швидкість руху рідини V_1 зовсім мала, а тому тиск, який діє на неї, буде розподілятися за гідростатичним законом (епюра ADE). Точно такою була б і епюра тиску на стінку BC , якби поблизу отвору не проявлялася дія швидкості V_2 у вигляді струминок, які збираються до отвору. Внаслідок цього епюра на стінку BC має вигляд, показаний на рисунку 1.65, тобто проти отвору тиск відсутній. Надлишок нормальної сили тиску на стінку AD у порівнянні зі стінкою BC є силою реакції R . Значення її знайдемо також за допомогою теореми кількості руху, замінивши кількість руху імпульсом сили:

$$Rt = -M(V_2 - V_1), \quad (1.287)$$

де R – сила реакції; t – час; M – маса рідини, яка витікає за час t ; V_1 – вертикальна швидкість руху рідини в посудині; V_2 – горизонтальна швидкість витікання рідини з отвору.

Масова витрата рідини становить:

$$m = \rho Q = \rho \mu \omega \sqrt{2gH}. \quad (1.288)$$

Швидкістю в посудині V_1 можна знехтувати, а швидкість V_2 буде

$$V_2 = \varphi \sqrt{2gH}. \quad (1.289)$$

З урахуванням сказаного, з (1.287) отримаємо:

$$R = -mV_2 = -\rho Q V_2 = -2\varphi \mu \omega \rho g H. \quad (1.290)$$

Прийнявши для ідеальних умов $\mu = 1$ і $\varphi = 1$, отримаємо:

$$R = -2\omega \rho g H, \quad (1.291)$$

де $\omega \rho g H$ – сила гідростатичного тиску P на плоску поверхню.

Таким чином, сила реакції при витіканні струмини з отвору дорівнює подвійній статичній силі тиску на площу, яка дорівнює площі отвору, тобто:

$$R = -2P. \quad (1.292)$$

Якщо посудину, яка розглядається на рисунку 1.65, встановити на колеса, то за певних умов вона буде рухатися зі швидкістю V у напрямку, протилежному витіканню рідини.

Розглянута дія струмини використовується в реактивних гідротурбінах.

1.3.15. Рух рідин у каналах та інших відкритих руслах

Канали – це штучні русла, які належать до відкритих русел, тобто на вільній поверхні в них діє атмосферний тиск, а тому рух

рідини в каналах безнапірний. Прикладами є меліоративні та обводнювальні канали.

До інших відкритих русел належать струмки, річки, морські протоки.

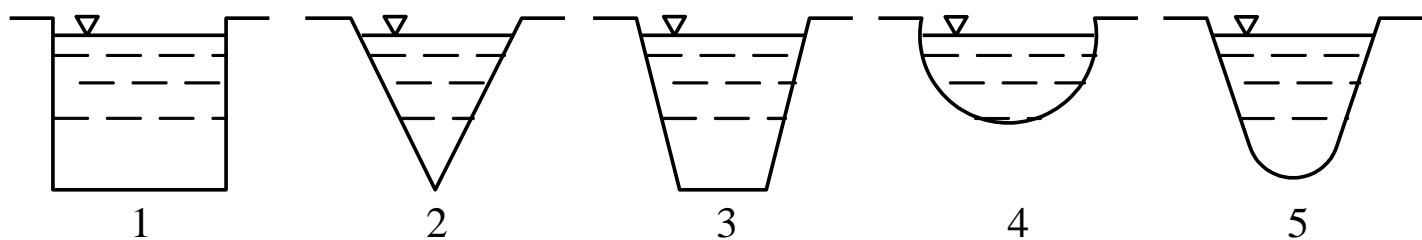
У цьому розділі розглядаються канали з рівномірним рухом рідини, умовою якого є постійність витрати рідини ($Q = \text{const}$), живого перерізу ($\omega = \text{const}$), гідравлічного похилу I , однакового з похилом дна каналу, і шорсткості русла (коефіцієнт шорсткості $n = \text{const}$) та відсутність місцевих опорів. Цих умов можна досягти тільки в штучних руслах.

При рівномірному русі гідравлічний I , п'єзометричний $I_{\text{п}}$ та похил дна каналу i рівні між собою:

$$I = I_{\text{п}} = i. \quad (1.293)$$

П'єзометрична лінія потоку $\Pi-\Pi$ співпадає з вільною поверхнею, глибина потоку називається **нормальною глибиною**, а лінія вільної поверхні – **лінією нормальних глибин**.

За формою поперечного перерізу канали бувають прямокутні, трикутні, трапецеїдальні, напівкруглі та параболічні (рис. 1.66).



1 – прямокутного; 2 – трикутного; 3 – трапецеїдального;
4 – напівкруглого; 5 – параболічного

Рисунок 1.66. Схеми поперечного перерізу каналів

Поперечний переріз каналу, при якому (при $\omega = \text{const}$) змочений периметр χ буде найменшим, а гідравлічний радіус $R = \omega/\chi$ найбільшим, називається **гідравлічно найвигіднішим**. Такий канал, за всіх рівних умов, у порівнянні з іншими каналами забезпечує найбільшу витрату рідини.

З різних форм поперечного перерізу найбільш вигідним є напівкруглий, але побудувати канал з таким перерізом складно.

Найбільш уживаними є канали з трапецеїдальною формою поперечного перерізу (рис 1.66), які порівняно легко споруджувати, і вони, за певних умов, близькі до гідравлічно найвигідніших.

Значення окремих елементів поперечного перерізу каналу трапецеїдальної форми (рис 1.66) визначаються за такими

формулами.

Площа поперечного перерізу

$$\omega = (b + mh_n)h_n, \quad (1.294)$$

де b – ширина каналу по дну; m – коефіцієнт закладення схилу ($m = \operatorname{ctg} \alpha = a/H$); h_n – глибина наповнення каналу.

Довжина змоченого периметра трапецеїдального каналу

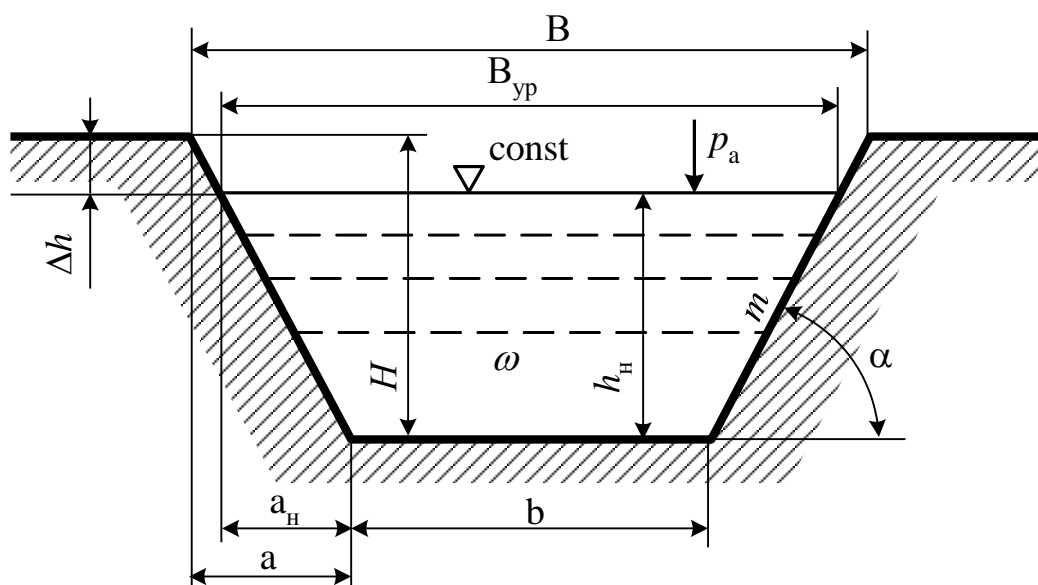
$$\chi = b + 2h_n\sqrt{1 + m^2}. \quad (1.295)$$

Гідравлічний радіус

$$R = \frac{\omega}{\chi} = \frac{h_n(b + mh_n)}{b + 2h_n\sqrt{1 + m^2}}. \quad (1.296)$$

Ширина каналу по урізу рідини (води)

$$B_{yp} = b + mh_n. \quad (1.297)$$



B – ширина каналу зверху; B_{yp} – ширина каналу по урізу рідини (води); H – глибина каналу; h_n – глибина рідини в каналі (глибина наповнення); ω – площа поперечного перерізу; a – закладення схилу каналу; a_n – закладення схилу каналу, яке відповідає глибині наповнення; m – коефіцієнт закладення схилу; α – кут нахилу схилу; Δh – запас каналу в дамбах

Рисунок 1.67 - Схема поперечного перерізу каналу трапецеїдальної форми

На рис 1.68 показаний поздовжній переріз каналу. Згідно з рисунком, похил дна каналу i –

$$i = \frac{z_1 - z_2}{l}, \quad (1.298)$$

де z_1, z_2 – відмітки дна на початку і в кінці каналу, l – довжина каналу.

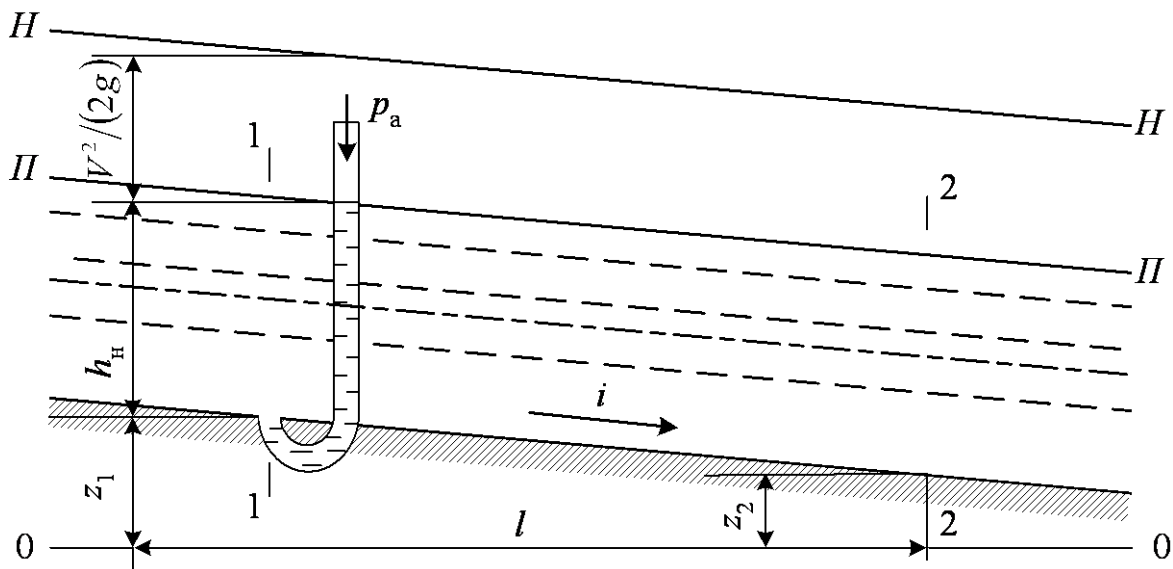


Рисунок 1.68 - Поздовжній переріз каналу з рівномірним рухом рідини (води)

При гідравлічному розрахунку каналів зустрічаються три основні задачі:

1. Знайти витрату Q , для чого спочатку знаходиться середня швидкість V при відомих похилі дна каналу i , ширині по дну b , глибині наповнення h_n , закладенні схилів m , шорсткості n . Задача розв'язується прямою підстановкою вирахованих ω , R і C у формули:

$$V = C\sqrt{Ri}; \quad Q = \omega C\sqrt{Ri}, \quad (1.299)$$

де C – коефіцієнт Шезі, визначається за нижченаведеними формулами; R – гідравлічний радіус, $R = \omega/\chi$; χ – змочений периметр, для трапецеїдального перерізу $\chi = b + 2h_n\sqrt{1+m^2}$; i – похил дна каналу; ω – площа поперечного перерізу каналу, для трапецеїдального каналу $\omega = (b + mh_n)h_n$.

Що стосується коефіцієнта Шезі, то він визначається за формулами

$$C = \frac{1}{n} R^y \quad \text{або} \quad C = \frac{1}{n} R^{1/6}, \quad (1.300)$$

де y – показник степеня: $y = 1,5\sqrt{n}$ при $R < 1\text{м}$, $y = 1,3\sqrt{n}$ при $R > 1\text{м}$; n – коефіцієнт шорсткості русла: для земляного русла $n = 0,02 \dots 0,03$, для облицьованого (бетонного та ін.) $n = 0,012 \dots 0,03$.

2. Знайти похил дна каналу i при заданих витраті Q , ширині каналу по дну b , глибині наповнення h_n , закладенні схилів m і шорсткості n .

Ця задача розв'язується шляхом підставлення вирахованих

величин ω , R , C за формулою

$$i = \frac{Q^2}{\omega^2 R C^2}. \quad (1.301)$$

При цьому необхідно виконати умову

$$i_{\min} \leq i \leq i_{\max}, \quad (1.302)$$

де

$$i_{\min} = \frac{V_{\text{нзм}}^2}{C^2 R}; \quad i_{\max} = \frac{V_{\text{нрз}}}{C^2 R}, \quad (1.303)$$

де $V_{\text{нзм}}$ – незамулююча швидкість, визначається за залежністю $V_{\text{нзм}} \geq aR^{0,5}$, де a – коефіцієнт, який залежить від виду наносів і змінюється від 0,3 до 0,7. Найменше значення $V_{\text{нзм}} = 0,3$ м/с. Взагалі ж незамулююча швидкість залежить від **гідравлічної крупності** наносів, тобто швидкості випадіння їх в осадок, а вона складає 0,4...8 мм/с; $V_{\text{нрз}}$ – нерозмиваюча швидкість, її значення наводиться в літературних джерелах залежно від виду русла і характеру потоку. Для найбільш розповсюджених каналів, облицьованих бетоном, $V_{\text{нрз}} = 10...20$ м/с.

3. Визначити розміри перерізу каналу (ширину по дну b і глибину h) при відомих: витраті Q , похилі дна i , шорсткості русла n і закладенні схилів m .

Це найбільш розповсюджена задача. Оскільки розрахункове рівняння одне – $Q = \omega C \sqrt{Ri}$, а невідомих величин дві – b і h , – то додатково використовується рівняння $\beta = b/h$. Значення величин b і h приймаються такими, щоб переріз каналу був гідравлічно найвигіднішим, що, наприклад, для трапецеїдального каналу складає

$$\beta_{\text{гн}} = 2(\sqrt{1+m^2} - m). \quad (1.304)$$

При цьому можливі два варіанти розв'язання задачі:

А. Задаємося значеннями b і знаходимо, відповідно до умов задачі, значення h .

Ця задача розв'язується методом підбору, тобто послідовно задаємося рядом значень глибин h і вираховуємо відповідну їм витрату Q до тих пір, доки не отримаємо потрібного значення. Відповідна цій витраті глибина h і буде пошуковою. Цю задачу можна розв'язати і графоаналітичним методом. Задаючись рядом значень глибини h , знаходимо відповідну їм витрату Q і будуємо графік $Q = f(h)$. Відклавши на осі необхідну витрату, знаходимо за графіком відшукувану глибину наповнення каналу h .

Б. Задаємося значеннями глибини h і знаходимо відповідне значення ширини каналу по дну b . Розрахунки можна вести, як і в

попередньому випадку, аналітично і графоаналітично. При аналітичному методізначається ряд значень b і розрахунок каналу повторюється до тих пір, доки розрахункова витрата Q не буде дорівнювати потрібній. Ширина b буде відшукуваною, коли розрахункова витрата буде дорівнювати потрібній. При графоаналітичному методі будується графік залежності $Q = f(b)$, тобто за рядом значень b знаходяться відповідні їм значення витрати, за якими і будується вищеназваний графік. Відклавши потрібну витрату Q за графіком $Q = f(b)$, знаходимо відшукувану ширину каналу по дну b .

При розрахунку безнапірних водоводів будь-якого профілю розв'язуються ті ж задачі, що й для каналів, а саме: знаходження витрати Q , похилу дна i , розмірів поперечного перерізу.

1.3.16. Водозливи

Водозливами називаються споруди, які перегороджують потік рідини і через які відбувається її перелив. Прикладами таких споруд є греблі, шлюзи, гідрометричні водомірні водозливи. Частина потоку, яка знаходиться перед водозливом, називається верхнім б'єфом (ВБ) (від франц. bief – млиновий потік, шлюзовий жолоб), а частина потоку, яка знаходиться за течією нижче водозливу, – нижнім б'єфом (НБ) (рис. 1.69). Верхня частина водозливу, через яку переливається рідина, називається порогом водозливу. Висота рівня рідини верхнього б'єфа над порогом водозливу називається напором на водозлив і позначається H .

Водозливи класифікуються: за товщиною водозливної стінки й окресленням самого порога; розташуванням і формою водозливної стінки в плані; формою водозливного отвору; умовами підходу потоку до водозливу; характером протікання рідини через водозлив; умовами спряження б'єфів.

Таким чином, водозливи класифікуються:

1. *За шириною і формою порогу:*

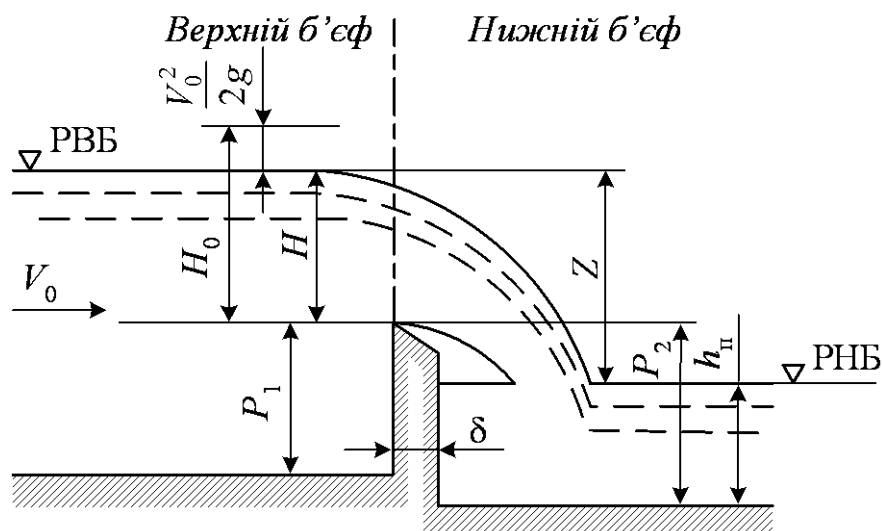
а) з тонкою стінкою $\delta < 0,5 H$ (рис. 1.70, а);

б) практичного профілю $0,5 H < \delta < 2H$ (рис. 1.70, б, в);

в) з широким порогом $2H < \delta < (8 \dots 10)H$ (рис. 1.70, г).

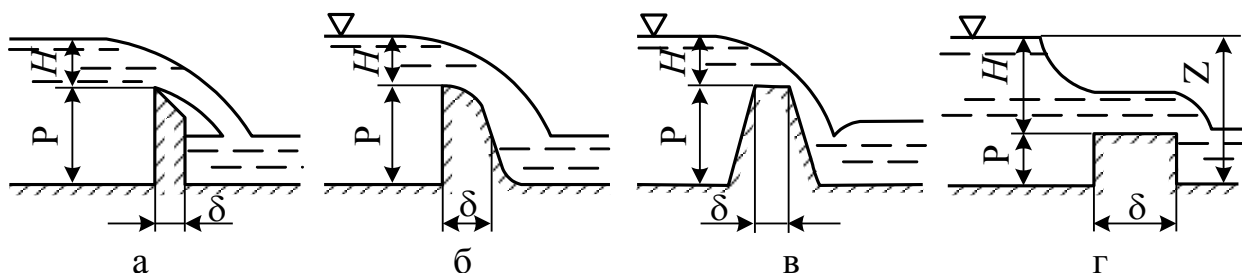
2. *За формою вирізу:* прямокутні, трапецеїдальні, трикутні.

3. *За умовами спряження б'єфів:* непідтоплені (рис. 1.71, а), підтоплені (рис. 1.71, б).



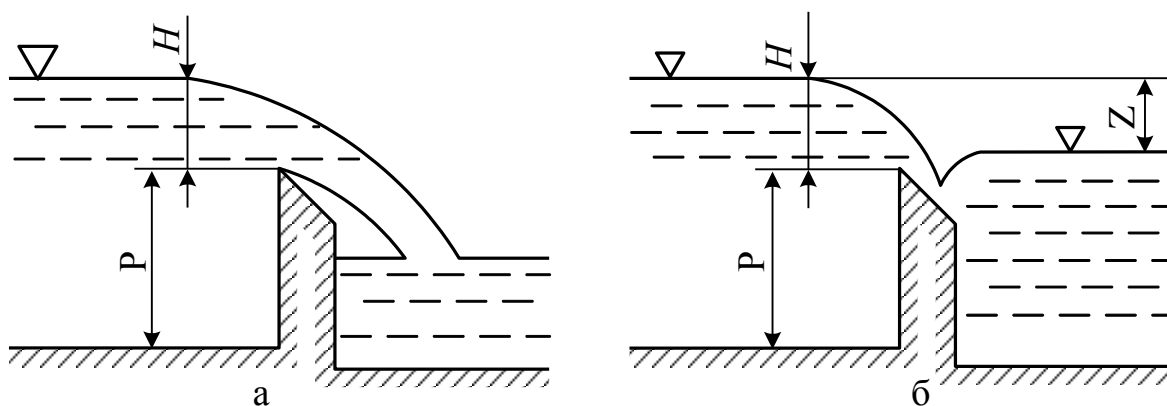
▽РВБ – відмітка горизонту (рівня) верхнього б'єфа; ▽РНБ – відмітка горизонту нижнього б'єфа; H – напір на водозливі (геометричний); V_0 – швидкість підходу рідини (середня швидкість потоку на відстані $(3...4) H$ від гребня водозливу); H_0 – повний напір на водозливі; P_1 – висота порогу водозливу з боку верхнього б'єфа; P_2 – висота порогу водозливу з боку нижнього б'єфа; $h_{\text{п}}$ – глибина рідини в нижньому б'єфі (побутова); B – ширина водозливу; δ – товщина водозливу; Z – різниця відміток горизонтів (рівнів) води у верхньому й нижньому б'єфах (гідравлічний перепад)

Рисунок 1.69 - Схема водозливу



а – з тонкою стінкою; б, в – практичного профілю; г – з широким порогом

Рисунок 1.70. Схеми водозливів



а – непідтоплений; б – підтоплений

Рисунок 1.71 - Схеми непідтопленого і підтопленого водозливів

Непідтопленим називається водозлив, на якому рівень води

(рідини) нижнього б'єфа не чинить впливу на горизонт води верхнього б'єфа. Якщо ж рівень нижнього б'єфа впливає на горизонт верхнього б'єфа, то водозлив називається підтопленням.

Основним гідравлічним показником водозливів є витрата рідини, яка для прямокутного водозливу визначається залежністю

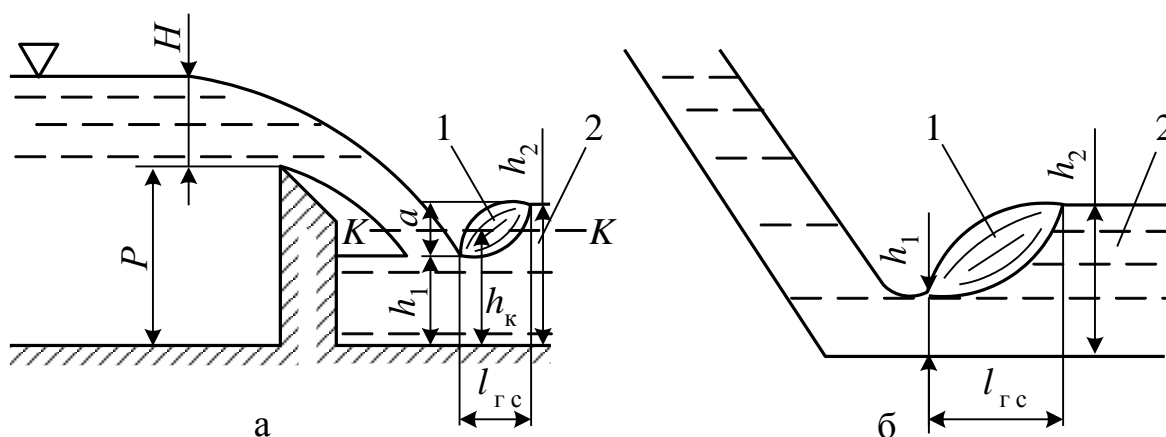
$$Q = m_0 b H \sqrt{2gH}, \quad (1.305)$$

де m_0 – коефіцієнт витрати водозливу, визначається за окремою формулою і залежно від типу водозливу становить 0,4...0,6; b – ширина порога водозливу; H – напір на водозлив.

Перетікання рідини через водозливи за певних умов супроводжується гідравлічним стрибком.

Гідравлічний стрибок – це явище різкого переходу потоку рідини від бурхливого до спокійного стану. Він має місце при переливі рідини через гідротехнічні споруди, зміни похилу дна русла (рис 1.72).

Безстрибковий перехід потоку з бурхливого в спокійний стан неможливий. Гідравлічний стрибок складається з вальця і транзитної струмини. Він характеризується довжиною $l_{гс}$, за яку прийнято вважати довжину горизонтальної проекції.



а – при переливі води через водозлив; б – при зменшенні нахилу дна русла; 1 – валець; 2 – транзитна струмина; h_1 , h_2 – глибина води в стрибку відповідно на його початку й у кінці – взаємні, або спряжені, глибини; h_k – критична глибина; $l_{гс}$ – довжина стрибка

Рисунок 1.72 - Схема гідравлічного стрибка

поверхневого вальця і яка визначається залежністю

$$l_{гс} = 5(h_2 - h_1), \quad (1.306)$$

де h_1 , h_2 – спряжені глибини води (рідини).

Висота гідравлічного стрибка визначається залежністю

$$a = h_2 - h_1, \quad (1.307)$$

де a – висота стрибка.

Гідравлічний стрибок буває різних видів:

1. Досконалий – це стрибок з явно вираженим поверхневим вальцем. При цьому виді стрибка $h_2/h_1 \geq 2$, або $a > h_1$ (рис 1.72).

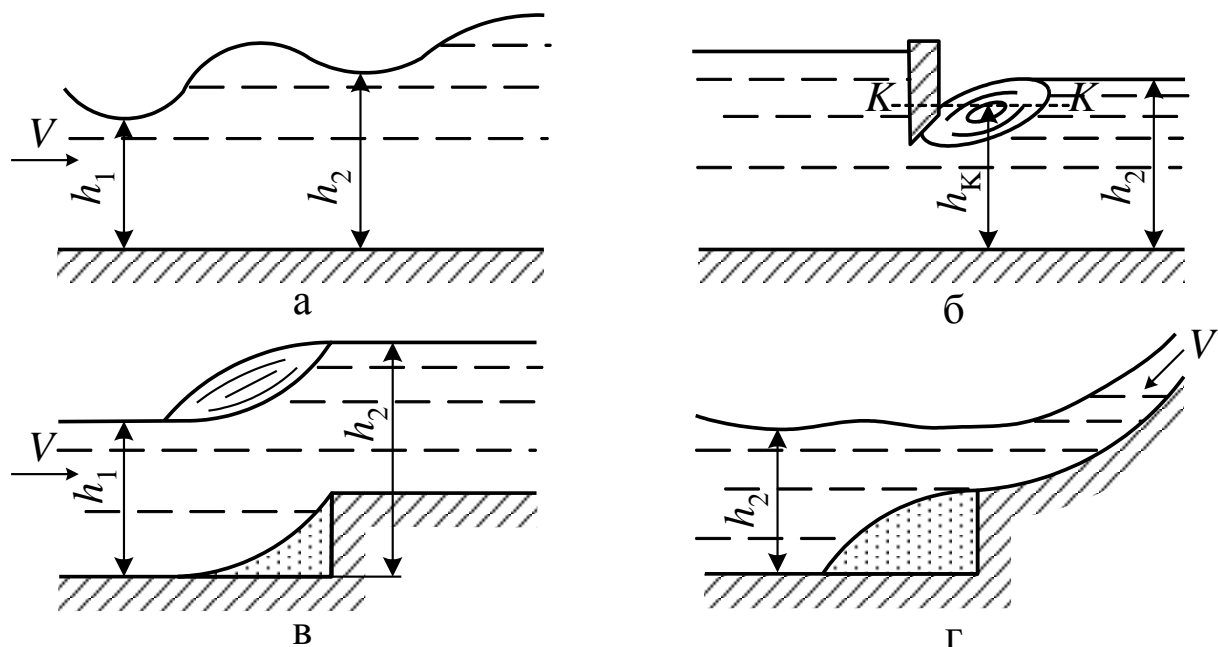
2. Хвилястий – це стрибок порівняно невеликої висоти без вальця, що набирає форми ряду поступово затухаючих хвиль (рис. 1.73, а). При цьому $h_2/h_1 < 2$, або $a < h_1$.

3. Підтоплений – це стрибок, який виникає перед перепорою, що не дозволяє переміщуватись гідравлічному стрибку проти течії, наприклад, при затопленому витіканні з-під щита (рис 1.73, б).

4. Підпертий – це стрибок, який виникає перед перешкодою, відрізняється від досконалого стрибка меншою довжиною, викривленою транзитною струминою й наявністю під нею ще одного вальця (рис. 1.73, в).

5. Поверхневий – це стрибок з розширеним донним вальцем. Виникає на початку стрибка, як правило, за уступом (рис. 1.73, г).

Як бачимо, гідравлічний стрибок виникає при спряженні б'єфів, і його дія може викликати руйнування русла нижнього б'єфа. Тому на практиці досягається таке спряження б'єфів, при якому стрибок був би безпечним, а цій вимозі найкраще відповідає затоплений стрибок (рис. 1.74).



а – хвилястого; б – підтопленого; в – підпертого; г – поверхневого
Рисунок 1.73 - Схеми гідравлічних стрибків різних видів

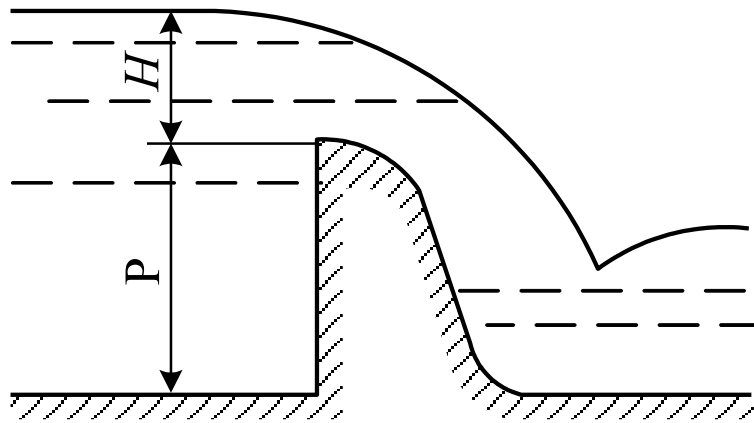


Рисунок 1.74 - Схема затопленого гідравлічного стрибка

1.3.17. Фільтрація рідини. Закон Дарсі

Фільтрація рідини – це рух рідини у пористих середовищах. Прикладами фільтрації є рух ґрунтових і міжпластових вод, рух води через фільтри при її очищенні на очисних спорудах, рух масел у фільтрах машин і механізмів.

Фільтраційний рух рідин може бути напірним і безнапірним.

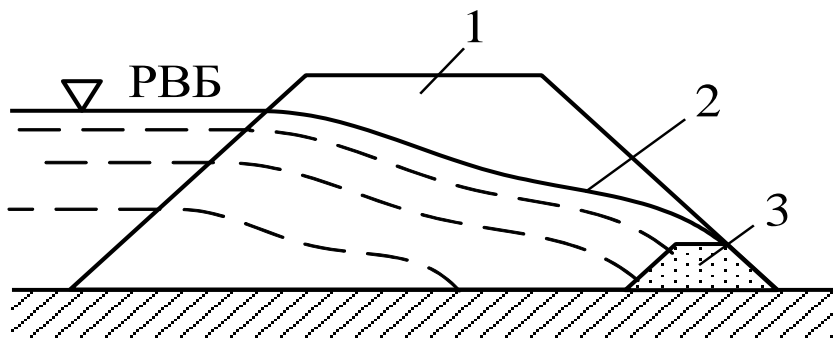
Поверхня безнапірного фільтраційного потоку називається **депресійною поверхнею**, а крива лінія її перерізу вертикальною площиною називається **кривою депресії** (рис. 1.75).

При фільтрації рідини через пористе тіло власне рідина рухається через пори (порожнини), які мають місце між частками пористого середовища.

Пористе середовище характеризується коефіцієнтом пористості p , який визначається залежністю

$$p = \frac{W_{\text{пор}}}{W}, \quad (1.308)$$

де $W_{\text{пор}}$ – об'єм пор; W – загальний об'єм пористого середовища.



РВБ – рівень верхнього б'єфа; 1 – гребля; 2 – крива депресії; 3 – дренажна призма

Рисунок 1.75 - Схема фільтрації води через тіло земляної греблі

Чим менші зерна пористого середовища, тим коефіцієнт пористості більше: так, для піску з частками діаметром біля 1 мм $p = 0,3$, а для глини (частки менші) $p = 0,5$.

Швидкість руху рідини в порах фільтраційного середовища (наприклад ґрунту) визначається залежністю

$$V_{\Pi} = \frac{Q}{\omega_{\Pi}}, \quad (1.309)$$

де Q – витрата фільтраційного потоку; ω_{Π} – площа пор у перерізі фільтраційного потоку.

У практичних розрахунках користуються умовною швидкістю $V_{\text{ум}}$, яка визначається залежністю

$$V_{\text{ум}} = \frac{Q}{\omega}, \quad (1.310)$$

де ω – загальна площа перерізу фільтраційного потоку.

Отже,

$$V = pV_{\Pi}. \quad (1.311)$$

Оскільки $p < 1$, то швидкість фільтрації завжди менше швидкості руху рідини в порах ґрунту.

Досліди, які були проведені французьким ученим-гідравліком Дарсі (1856 р.) з піском і глиною, дозволили встановити, що швидкість фільтрації в умовах сталого руху описується залежністю, яка називається формулою Дарсі й має вигляд

$$V = K_{\Phi} I, \quad (1.312)$$

де K_{Φ} – коефіцієнт фільтрації, який залежить від виду середовища і температури рідини, наводиться в довідковій літературі. Наприклад, K_{Φ} піску = 0,1...0,01 см/с; K_{Φ} глини = 0,00001 см/с; I – гідравлічний (п'єзометричний) похил, який показує втрати напору на шляху фільтрації рідини, тобто $I = h_{\text{в}}/l$, де $h_{\text{в}}$ – втрата напору, l – довжина (шлях), на якому відбувається фільтрація.

Витрата фільтраційного потоку визначається залежністю

$$Q = K_{\Phi} \omega I, \quad (1.313)$$

де ω – площа поперечного перерізу фільтраційного потоку.

При турбулентній фільтрації швидкість фільтраційного потоку визначається залежністю

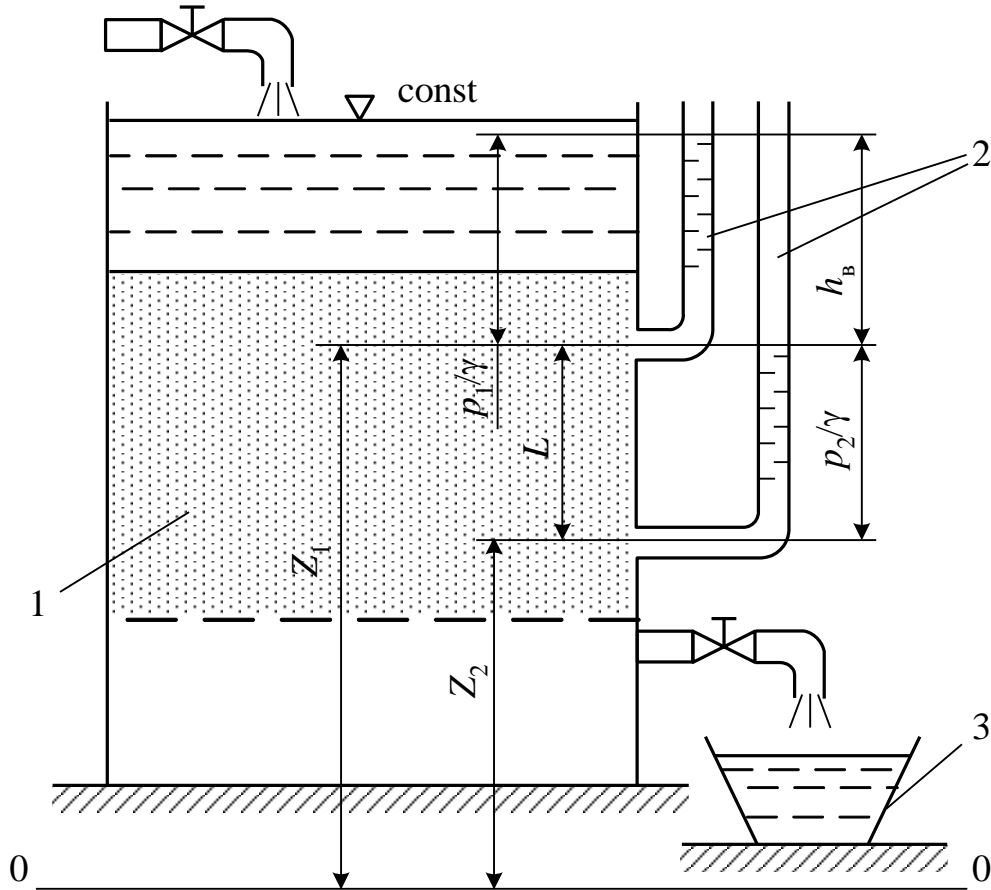
$$V = K_{\Phi} I^m, \quad (1.314)$$

де m – показник степеня, $m = 0,5...1$.

Границі застосування формул Дарсі недостатньо вивчені. Але

вважається, що при $R_e = Vd/\nu < 1 \dots 7$ фільтрація ламінарна, а при $R_e > 7$ – турбулентна. Тут d – середній діаметр часток ґрунту.

Коефіцієнт фільтрації K_ϕ – це швидкість фільтрації рідини при похилі, який дорівнює одиниці, тобто $I = 1$, має розмірність швидкості і визначається дослідним шляхом на установці Дарсі (рис. 1.76).



1 – завантажувальна ємкість; 2 – п'єзометри; 3 – вимірювальна посудина

Рисунок 1. 76 - Схема установки Дарсі

Коефіцієнт фільтрації при цьому визначається за формулою

$$K_\phi = \frac{Q}{\omega I}, \quad (1.315)$$

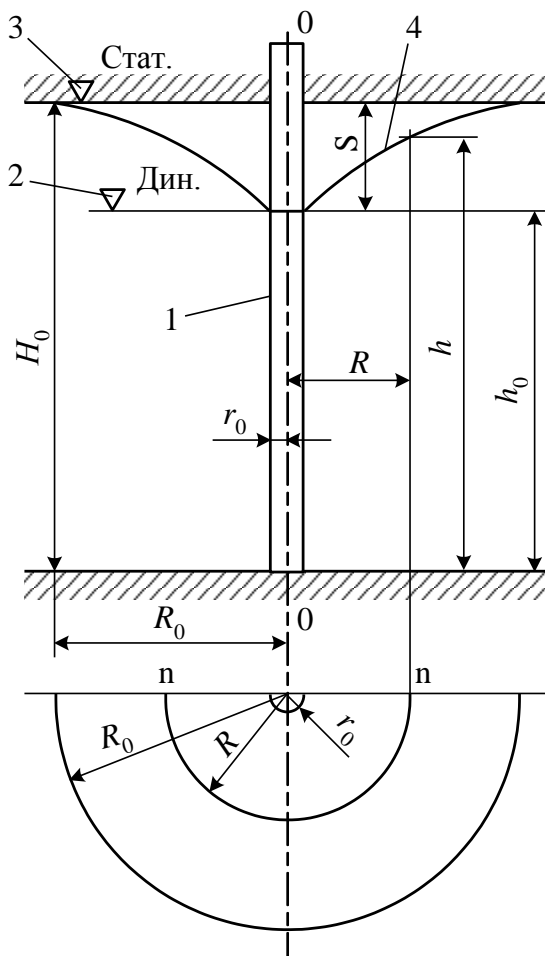
де Q – витрата, $Q = W/t$, де W – об'єм рідини, яка надійшла в мірну посудину протягом часу t ; ω – площа перерізу завантажувальної ємкості (для круглої ємкості $\omega = \pi d^2 / 4$); I – гідравлічний похил, $I = h_v/L$, де h_v – втрати напора, L – відстань між точками приєднання п'єзометрів.

За законами фільтрації надходять підземні води в шахтові колодязі та свердловини.

Вони бувають **досконалими** (рис. 1.77), якщо ними повністю пронизується (перетинається) водоносний пласт до водотривного

пласта, і **недосконалими**, які частково врізаються у водоносний пласт. Після буріння свердловини в ній встановлюється **природний (статичний)** горизонт, або рівень води.

При відкачуванні води з колодязя в ньому встановиться рівень її нижче статичного. Вода в зоні, яка прилягає до колодязя, буде рухатися до колодязя по радіальних напрямках. У колодязі після відкачування води встановиться рівень, який називається **динамічним**. Різниця між статичним і динамічним рівнями води в колодязі називається **глибиною відкачування S** . Перехід рівня води у водоносному пласті поблизу колодязя від статичного до динамічного відбувається по **лінії депресії**.



1 – свердловина; 2, 3 – відповідно динамічний і статичний рівні води; 4 – лінія депресії;
 S – глибина відкачування

Рисунок 1.77 - Схема досконалого колодязя

Розглянемо роботу досконалого колодязя в безнапірному водоносному пласті. По мірі відкачування води з колодязя постійною витратою $Q = \text{const}$ рівень води в ньому знизиться, але в той же час витрата води, яка надходить у колодязь (приток води), буде збільшуватися. Врешті-решт настане такий момент, коли витрата відкачування й надходження води вирівняються, тобто $Q_{\text{відк}}$

$= Q_{\text{прит.}}$. При цьому одержимо сталий рух води при глибині h_0 (рис. 1.76). Взагалі це явище буде характеризуватися таким чином: потік води у водоносному пласті зверху (у площі рисунка) обмежений депресійною кривою, і якщо її обертати навколо осі свердловини 0-0, то отримаємо депресійну вирву; r_0 – радіус колодязя; h_0 – глибина води в колодязі; R_0 – радіус депресійної кривої, або радіус впливу колодязя. На відстані R_0 від осі колодязя 0-0 природний рівень води в пласті не знижуватиметься. Глибина води в цьому місці буде H_0 , яка дорівнює товщині водоносного пласта.

Витрати води Q , яку віддає колодязь, називається його **дебітом (дебіт колодязя)**. Знайдемо дебіт колодязя (фільтраційну витрату води), керуючись вищеописаною картиною явища.

Тут маємо не плоску, а осьосиметричну задачу руху підземних вод. Для розв’язання її візьмемо переріз n-n, якому відповідає радіус R і глибина h , тоді $Q = \omega V$, де $\omega = 2\pi rh$.

Середня швидкість фільтрації $V = K_{\phi} I$, де $I = dh/dR$.

Підставимо значення I , будемо мати $V = K_{\phi} \cdot dh/dR$, а витрата $Q = 2\pi rh \cdot K_{\phi} \cdot dh/dR$.

Розділимо змінні й отримаємо:

$$h \cdot dh = \frac{Q}{K_{\phi}} \cdot \frac{1}{2\pi} \cdot \frac{dR}{R}. \quad (1.316)$$

Проінтегрувавши це диференціальне рівняння в межах від $r = r_0$ до $R = R_0$, одержимо:

$$\frac{Q}{K_{\phi}} \frac{1}{2\pi} \int_{r_0}^{R_0} \frac{1}{R} dR = \int_{h_0}^{H_0} h \cdot dh$$

або

$$\frac{Q}{K_{\phi}} \frac{1}{2\pi} \ln \frac{R_0}{r_0} = \frac{H_0^2 - h_0^2}{2}, \quad (1.317)$$

звідки

$$Q = \pi \frac{H_0^2 - h_0^2}{\ln \frac{R_0}{r_0}} K_{\phi}. \quad (1.318)$$

Якщо перейти до десятинних логарифмів, то одержимо:

$$Q = 1,36 \frac{H_0^2 - h_0^2}{\lg \frac{R_0}{r_0}} K_{\phi}. \quad (1.319)$$

Останнє рівняння і є рівнянням дебіту колодязя.

1.4 Приклади задач

Приклад 1.4.1.

Визначити манометричний тиск в точці C , розташований у воді на глибині h_c 0,5 м (рис. 1. 78.) та манометричний p_m і абсолютний (повний) тиск p на вільній поверхні води в закритому резервуарі, якщо висота підняття води в п'єзометрі $h_n = 1,5$ м, густина води $\rho_g = 1 \cdot 10^3$ кг/м³, $P_a = 98,1$ кПа

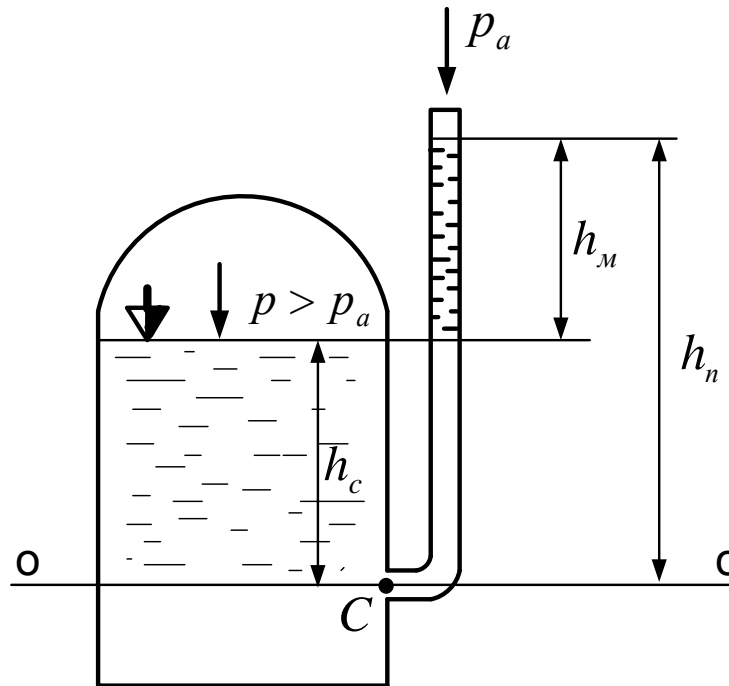


Рисунок 1.78 - Схема розрахунку до прикладу 1.4.1

Розв'язання. Згідно з основним рівнянням гідростатики (1.40) манометричний тиск в точці C , у відповідності до показання п'єзометра h_n буде,

$$p_{m_c} = \rho g h_n = 1 \cdot 10^3 \cdot 9,81 \cdot 1,5 = 14700 \text{ Па} = 14,7 \text{ кПа}$$

Для знаходження манометричного і абсолютного (повного) тиску на вільній поверхні води в резервуарі скористуємося методом складання рівнянь рівноваги рідини відносно площини порівняння OO . Згідно рисунку 1.78 повний гідростатичний тиск в точці C з боку п'єзометра p_n буде:

$$p_n = p_a + \rho g h_n,$$

а з боку посудини p_{noc} :

$$p_{noc} = p + \rho g h_c$$

Оскільки рідина знаходиться в стані рівноваги прирівняємо

ці рівняння:

$$p_a + \rho g h_n = p + \rho g h_c$$

звідси абсолютний (повний) тиск на вільній поверхні p (рис. 1.78) буде:

$$p = p_a + \rho g (h_n - h_c),$$

а манометричний

$$p_m = p - p_a = \rho g (h_n - h_c)$$

За заданими умовами

$$p = 98,1 + 9,81 \cdot 1 \cdot 10^3 (1,5 - 0,5) = 107,91 \text{ кПа};$$

$$p_m = 1 \cdot 10^3 \cdot 9,81 (1,5 - 0,5) = 9,81 \text{ кПа}$$

Приклад 1.4.2.

Побудувати епюру манометричного (надлишкового) тиску на затвор АВ донного водовипуску ставу (рис. 1.79).

Розв'язання. Манометричний (надлишковий) тиск в точці А (рис. 1.79) згідно (1.40) буде:

$$p_{M_A} = \rho g h_A$$

в точці В (рис. 1.79):

$$p_{M_B} = \rho g h_B$$

Задавшись значеннями h_A і h_B і підставивши значення усіх величин в формули отримаємо числові значення p_{M_A} і p_{M_B} .

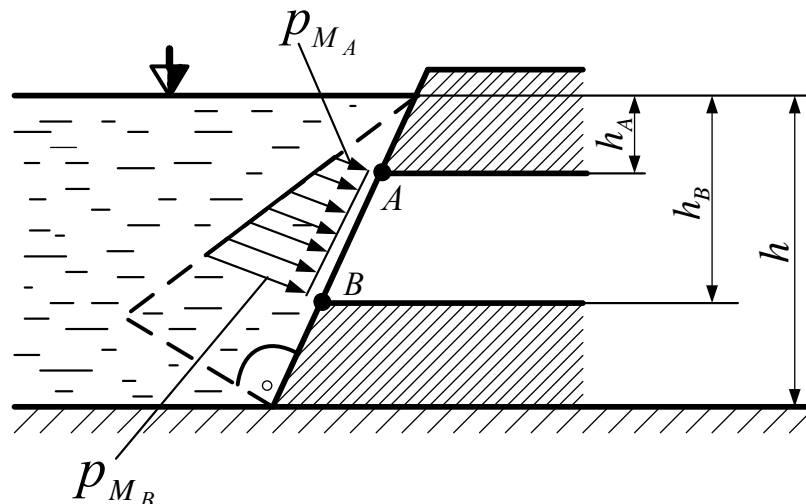


Рисунок 1.79 - Схема розрахунку до прикладу 1.4.2.

Відкладаючи в точках А і В відрізки в масштабі, які дорівнюють p_{M_A} і p_{M_B} перпендикулярно до поверхні затвора АВ і з'єднавши прямою лінією їх кінці, отримаємо відшуковану епюру.

Приклад 1.4.3.

Визначити силу гідростатичного тиску на плоский прямокутний затвор, який перекриває отвір донного водовипуску ставу (рис. 1.80) та положення центру тиску l_m .

Ширина затвора $b = 1$ м, глибина занурення його верхньої кромки $a = 0,8$ м, а нижньої $h = 2$ м. Кут нахилу затвора $\alpha = 60^\circ$.

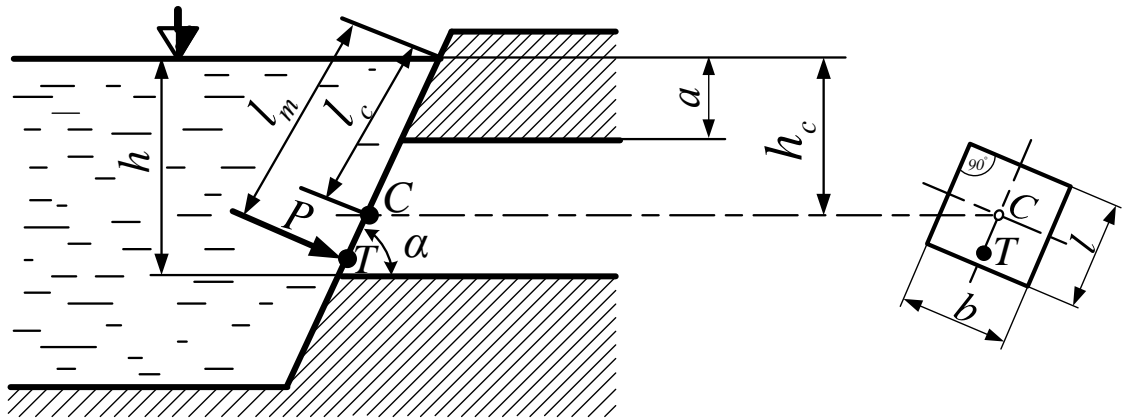


Рисунок 1.80 Схема розрахункова до прикладу 1.4.3.

Розв'язання. Сила тиску на плоскі поверхні визначається за залежністю (1.71):

$$P = \rho g h_c \omega,$$

де $\rho = 1 \cdot 10^3$ кг/м³

Для знаходження змоченої площі затвора ω знайдемо його висоту l . Згідно з рисунком 1.80

$$l = \frac{h - a}{\sin \alpha} = \frac{2,0 - 0,8}{0,866} = 1,39 \text{ м}$$

$$\omega = b \cdot l = 1 \cdot 1,39 = 1,39 \text{ м}^2$$

Центр тяжіння h_c прямокутника розташований на середині його висоти, а значить:

$$h_c = a + \frac{l}{2} \sin \alpha$$

або

$$h_c = a + \frac{h - a}{2} = 0,8 + \frac{2,0 - 0,8}{2} = 1,4 \text{ м}$$

Тоді

$$P = 1 \cdot 10^3 \cdot 9,81 \cdot 1,4 \cdot 1,39 = 19,03 \text{ кН}$$

Положення центру тиску (точка прикладення сили P), (рис. 5.3) в площині рисунка, знаходиться за залежністю (1.76):

$$l_T = l_c + \frac{I_0}{l_c \cdot \omega};$$

$$l_c = \frac{h_c}{\sin \alpha} = \frac{1,4}{0,866} = 1,62 \text{ м};$$

$$I_0 = \frac{b \cdot l^3}{12} = \frac{1 \cdot 1,39^3}{12} = 0,22 \text{ м}^4;$$

$$l_T = 1,62 + \frac{0,22}{1,62 \cdot 1,39} = 1,71 \text{ м}.$$

Оскільки затвор має правильну геометричну форму, то в площині затвора, центр тиску буде знаходитися по середині його ширини.

Приклад 1.4.4.

Визначити витрату води Q в трубопроводі діаметром $d = 300$ мм при середній швидкості її руху $V = 1,1$ м/с.

Розв'язання. Витрату води вираховуємо за формулою (1.104):

$$Q = \omega V$$

Площа поперечного (живого) перерізу трубопроводу визначається за формулою:

$$\omega = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,3^2}{4} = 0,07 \text{ м}^2$$

$$Q = 0,07 \cdot 1,1 = 0,077 \text{ м}^3/\text{с} \approx 78 \text{ л/с}.$$

Приклад 1.4.5.

Вода із закритого резервуара, з постійним її рівнем, витікає по напірному трубопроводу діаметром $d = 200$ мм і довжиною $l = 50$ м в атмосферу. Трубопровід закінчується насадкою діаметром $d_n = 10$ мм, з коефіцієнтом місцевого опору $\zeta_{нас} = 0,04$ (рис. 1.81). Насадка розташована нижче рівня води в резервуарі на величину $H = 5$ м.

Який тиск P_0 необхідно створити на поверхні води в резервуарі щоб забезпечити витрату води в трубопроводі $Q = 0,5$ л/с?

В розрахунках прийнято: абсолютну шорсткість трубопроводу $\Delta = 0,2$ мм; кінематичну в'язкість води $\nu = 0,01$ см²/с; атмосферний тиск $P_a = 98,1$ кПа; коефіцієнти місцевих опорів: на вході в трубопровід $\zeta_{вх} = 0,5$, в місцях поворотів трубопроводу $\zeta_{пов}$

$= 0,1$, коефіцієнт нерівномірності розподілу швидкостей по перерізу потоку $\alpha = 1,05$, питому вагу води $\gamma = 9,81 \text{ кН/м}^3$

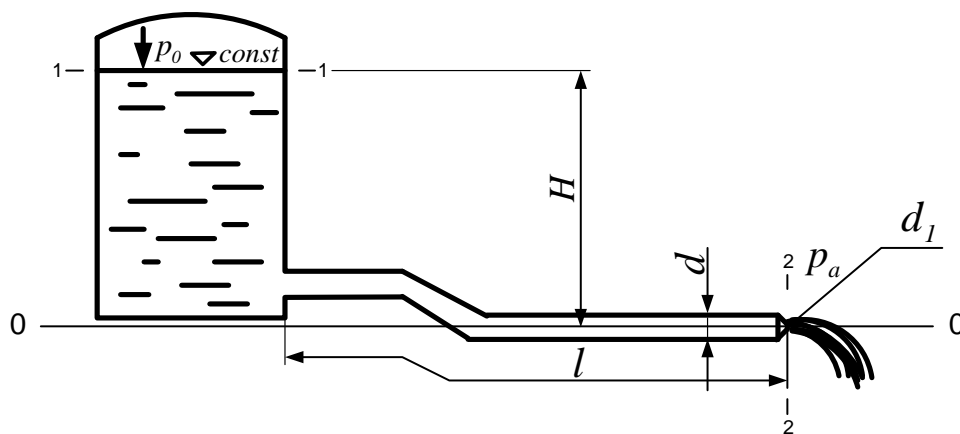


Рисунок 1.81 - Схема розрахунку до прикладу 1.4.5

Розв'язання. Цю задачу слід розв'язувати із застосуванням рівняння Бернуллі (1.119):

$$Z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{\alpha V_1^2}{2g} = Z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{\alpha V_2^2}{2g} + h_g$$

При призначенні перерізів та площини порівняння слід керуватися правилами застосування рівняння Бернуллі, а саме - перерізи та площину порівняння слід призначати таким чином щоб найбільша кількість величин були б відомими, або пошуковими, або дорівнювали б нулю.

1. Призначимо перерізи та площину порівняння.

Виходячи з наведеного перший переріз 1-1 доцільно призначити на вільній поверхні рідини в резервуарі де тиск p_1 буде пошуковим і дорівнюватиме p_0 . Враховуючи значні поперечні розміри резервуара в порівнянні з розмірами трубопроводу швидкість в перерізі 1-1, буде незначною і нею можна знехтувати тобто прийняти $V_1 = 0$. Площину порівняння слід прийняти на рівні осі нижньої частини трубопроводу, що дасть змогу Z_1 вважати рівною H , тобто $Z_1 = H$. Другий переріз 2-2 слід прийняти на виході із насадки тоді Z_2 буде дорівнювати нулю, тобто $Z_2 = 0$, оскільки площина порівняння проходить через центр перерізу, тиск $p_2 = p_a$ оскільки вода витікає в атмосферу, швидкість в перерізі 2-2 $V_2 = V_2$, тобто вона буде мати певне значення.

Втрати напору згідно формул (1.168; 1.169; 1.179) будуть:

$$h_g = h_{M_{ex}} + 2h_{M_{нов}} + h_{M_{нас}} + h_{дов}$$

Підставимо значення величин в рівняння Бернуллі, тоді:

$$H + \frac{p_0}{\gamma} = \frac{p_a}{\gamma} + \frac{\alpha V_2^2}{2g} + (\zeta_{\text{вх}} + 2\zeta_{\text{нов}} + \frac{\lambda l}{d}) \cdot \frac{V^2}{2g} + \zeta_{\text{нас}} \cdot \frac{V_2^2}{2g}$$

2. Знайдемо швидкість руху води в трубопроводі V та на виході із насадки V_2 за формулою $V = 4Q/(\pi d^2)$

$$V = \frac{4 \cdot 0,0005}{3,14 \cdot 0,2^2} = 0,0159 \text{ м/с} = 1,6 \text{ см/с}$$

$$V_2 = \frac{4 \cdot 0,0005}{3,14 \cdot 0,01^2} = 6,37 \text{ м/с}$$

3. Встановимо, за якою формулою слід визначати λ . Для цього встановимо режим руху води в трубопроводі за формулою (1.132):

$$R_e = Vd / \nu$$

$$R_e = \frac{1,6 \cdot 20}{0,01} = 3200$$

Оскільки $R_e > R_{e_{кр}} = 2320$ режим руху буде турбулентним. Знайдемо зону опорів (див. підрозділ 1.3.11.4), для чого вирахуємо перше граничне число Рейнольдса

$$R_{e_{грі}} = 50 \frac{d}{\Delta}$$

$$R_{e_{грі}} = 50 \frac{200}{0,2} = 50000$$

Оскільки $R_{e_{кр}} < R_e < R_{e_{грі}}$ буде мати місце зона гідравлічно гладкого руху і в цьому випадку згідно (1.189) коефіцієнт λ визначається за формулою:

$$\lambda = 0,3164 / \sqrt[4]{R_e}$$

$$\lambda = 0,3164 / \sqrt[4]{3200} = 0,043$$

4. Для знаходження пошукового тиску на вільній поверхні води в резервуарі p_0 розв'яжемо отримане рівняння Бернуллі відносно p_0

$$p_0 = p_a + \gamma \left[\left(\zeta_{\text{вх}} + 2\zeta_{\text{нов}} + \frac{\lambda l}{d} \right) \frac{V^2}{2g} + (\alpha + \zeta_{\text{нас}}) \cdot \frac{V_2^2}{2g} - H \right]$$

$$p_0 = 98,1 + 9,81 \cdot \left[\left(0,5 + 2 \cdot 0,1 + \frac{0,043 \cdot 50}{0,2} \right) \cdot \frac{0,016^2}{2 \cdot 9,81} + (1,05 + 0,04) \cdot \frac{6,37^2}{2 \cdot 9,81} - 5 \right] =$$

$$= 71,1 \text{ кН/м}^2$$

Оскільки тиск p_0 менше атмосферного, то на вільній

поверхні слід створити вакууметричний тиск значення якого визначається формулою $P_{\text{вак}} = P_a - P_0$

$$P_{\text{вак}} = 98,1 - 71,1 = 27 \text{ кН} / \text{м}^2$$

Приклад 1.4.6.

До резервуара А (рис. 1.82) надходить вода витратою $Q = 0,5 \text{ л} / \text{с}$, яка через малий затоплений отвір у тонкій стінці перетікає до резервуара В. Рівні в резервуарах підтримуються постійними. Визначити діючий напір ΔH і напір H_2 над центром отвору в резервуарі В, якщо $H_1 = 3 \text{ м}$, а діаметр отвору $d = 20 \text{ мм}$.

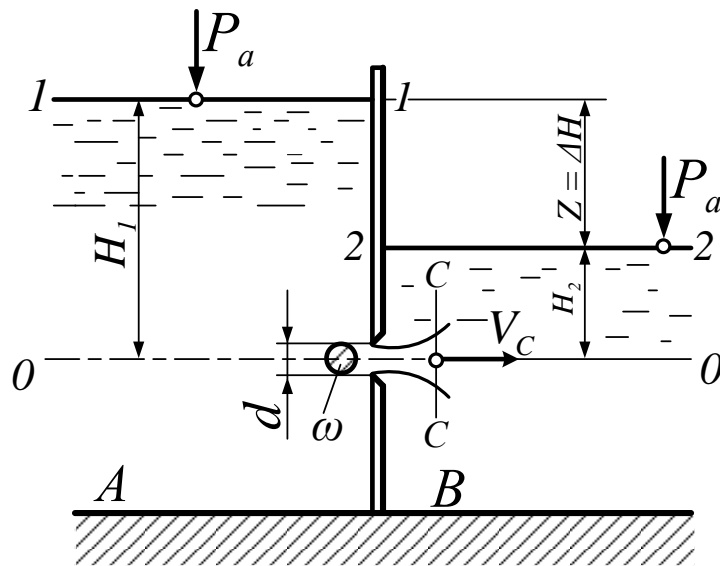


Рисунок 1.82 - Витікання рідини через малий затоплений отвір

Розв'язання. Витрата через малий затоплений отвір визначається за формулою (1.248), яка для конкретного прикладу набуває вигляду :

$$Q = \mu \omega \sqrt{2g\Delta H} ,$$

звідки

$$\Delta H = \frac{Q^2}{\mu^2 \cdot \omega^2 \cdot 2g} = \frac{0,0005^2 \cdot 16}{0,62^2 \cdot 3,14^2 \cdot 0,02^4 \cdot 2 \cdot 9,81} = 0,335 \text{ м}$$

Напір над центром отвору з боку резервуара В становитиме :

$$H_2 = H_1 - \Delta H = 3 - 0,335 = 2,665 \text{ м}$$

Приклад 1.4.7

Визначити витрату води Q та середню швидкість потоку в трапецеїдальному каналі (рис. 1.83), якщо коефіцієнт шорсткості русла $n = 0,015$ (облицювання бетонне грубе), похил дна каналу

$i = 0,0003$, коефіцієнт закладення схилів $m = 1,5$, ширина каналу по дну $b = 5\text{ м}$ і глибина наповнення $h_n = 2,4\text{ м}$.

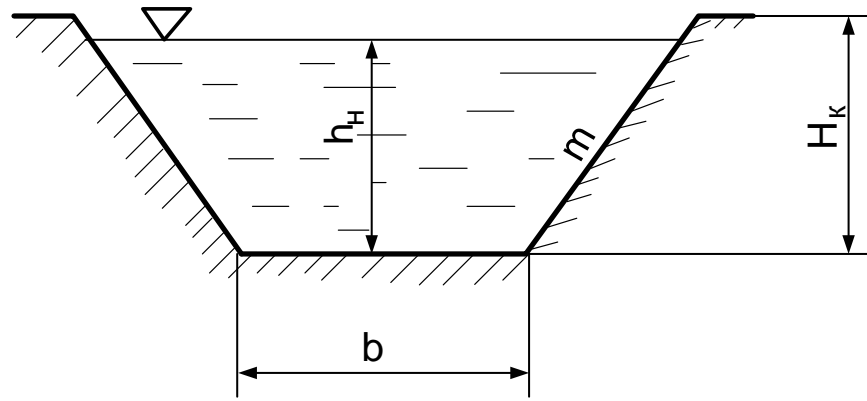


Рисунок 1.83 - Схема поперечного перерізу каналу трапецеїдальної форми

Розв'язання. Користуючись формулами (1.289), (1.290), (1.291), (1.295), (1.294), визначаємо

$$\omega = (b + mh)h = (5 + 1,5 \cdot 2,4) \cdot 2,4 = 20,64\text{ м}^2$$

$$\chi = b + 2h\sqrt{1 + m^2} = 5 + 2 \cdot 2,4\sqrt{1 + 1,5^2} = 13,65\text{ м}$$

$$R = \omega / \chi = 20,64 / 13,65 = 1,51\text{ м}$$

$$C = \frac{1}{n} \cdot R^{1/6} = \frac{1}{0,015} \cdot 1,51^{1/6} = 71,33\text{ м}^{0,5} / \text{с}$$

$$Q = \omega C \sqrt{R \cdot i} = 20,64 \cdot 71,33 \sqrt{1,51 \cdot 0,0003} = 31,33\text{ м}^3 / \text{с}$$

Середня швидкість

$$V = Q / \omega = 31,33 / 20,64 = 1,52\text{ м} / \text{с}$$

1.5. Контрольні запитання

1. Які закони вивчаються в гідравліці?
2. З яких двох частин складається гідравліка, і відповідно які закони в них вивчаються?
3. Який вчений написав першу наукову працю в області гідравліки?
4. Які вчені є основоположниками гідравліки як самостійної науки.
5. В яких галузях техніки застосовуються закони гідравліки?
6. Наведіть приклади реалізації на практиці законів гідравліки в гідравлічних та інших спорудах.
7. Що таке рідина взагалі та реальна й ідеальна рідини зокрема?
8. Які рідини вважаються краплинними?
9. Які сили діють на рідини, що знаходяться в стані рівноваги та руху?
10. Дайте визначення густини, питомої ваги (та співвідношення між ними), стисливості, температурного розширення, в'язкості та капілярності рідин.
11. Що викликає в'язкість рідин при їх русі?
12. Яким приладом вимірюється в'язкість рідин?
13. Що вивчається в розділі гідравліки – гідростатиці?
14. Які види рівноваги рідин існують в інженерній практиці?
15. Що таке гідростатичний тиск, яка розмірність його? Назвіть види гідростатичного тиску.
16. Якими властивостями характеризується гідростатичний тиск?
17. Виведіть диференціальні рівняння рівноваги рідини (рівняння Ейлера).
18. Що визначається за допомогою основного рівняння гідростатики? Розкрийте його сутність.
19. Що таке гідростатичний напір, п'єзометрична та вакуумметрична висота (геометричне зображення основного рівняння гідростатики)? Обґрунтуйте ці показники теоретично.
20. Розкрийте сутність і обґрунтуйте теоретично відносну рівновагу рідини.
21. Що таке поверхні однакового тиску?
22. Як метрологічно забезпечене вимірювання

гідростатичного тиску? Як класифікуються прилади для його вимірювання?

23. Що таке клас точності приладів для вимірювання гідростатичного тиску?

24. Що таке епюри гідростатичного тиску та як вони будуються для різних поверхонь?

25. Що таке сила гідростатичного тиску, як знаходиться її значення і положення точки прикладення при дії тиску на плоскі та криволінійні поверхні?

26. Що таке сполучені посудини та як обґрунтовується рівновага рідин у них?

27. Розкрийте сутність закону Паскаля.

28. Розкрийте сутність закону Архімеда. Поясніть умови плавання тіл.

29. Що вивчається в розділі гідравліки – гідродинаміці?

30. Якими елементами характеризується потік рідини?

31. Як формулюється й записується рівняння нерозривності потоку рідини?

32. Напишіть і поясніть рівняння Бернуллі.

33. Проілюструйте геометричне зображення рівняння Бернуллі.

34. Поясніть фізичну сутність (зміст) рівняння Бернуллі.

35. Поясніть правила застосування рівняння Бернуллі.

36. Що таке гідравлічні опори, чим вони обумовлені, як класифікуються та що відбувається з напором у них?

37. Що таке місцеві гідравлічні опори, і як визначаються втрати напору в них?

38. Що таке гідравлічні опори по довжині, і як визначаються втрати напору в них через середню швидкість руху рідини?

39. Що таке гідравлічні опори по довжині, і як визначаються втрати напору в них через витрату рідини?

40. Що таке гідравлічні опори по довжині, і як визначаються втрати напору в них через гідравлічний похил?

41. Які задачі розв'язуються при гідравлічному розрахунку трубопроводів, і за якими загальними залежностями це виконується?

42. Що таке гідравлічно короткі трубопроводи, і за якими залежностями виконується їхній гідравлічний розрахунок?

43. Що таке гідравлічно довгі трубопроводи, і за якими залежностями виконується їхній гідравлічний розрахунок?

44. Що таке трубопроводи зі шляховою витратою рідин, і за якими залежностями виконується їхній гідравлічний розрахунок?

45. Що таке послідовно з'єднані трубопроводи, і за якими залежностями виконується їхній гідравлічний розрахунок?

46. Що таке паралельно з'єднані трубопроводи, і за якими залежностями виконується їхній гідравлічний розрахунок?

47. Що таке розгалужені (тупикові) трубопроводи? Опишіть порядок їхнього гідравлічного розрахунку.

48. Що таке кільцеві трубопроводи, і в чому полягає сутність (особливість) їхнього гідравлічного розрахунку?

49. Що таке гідроудар у трубопроводах, і якими залежностями (формулами) описується це явище?

50. Що таке гідравлічні отвори й насадки, як вони класифікуються?

51. Поясніть явище витікання рідини в атмосферу через малий отвір у тонкій стінці при постійному напорі.

52. Поясніть явище втікання рідини під рівень.

53. Поясніть явище витікання рідини через малий отвір у товстій стінці при постійному напорі.

54. Поясніть явище витікання рідини через насадки при постійному напорі. Зробіть їхню класифікацію.

55. Поясніть явище витікання при змінному напорі (спорожнення резервуарів).

56. Поясніть явище вирівнювання рівнів у двох суміжних резервуарах.

57. Що таке гідравлічні струмини, як вони класифікуються, і як визначаються їхні гідравлічні елементи?

58. Що таке активна і реактивна сила струмини, як визначається її значення?

59. Поясніть рух рідин у каналах, і за якими залежностями виконується їхній гідравлічний розрахунок?

60. Що таке водозливи, як вони класифікуються, у чому полягає їхній гідравлічний розрахунок?

61. Що таке фільтрація рідини і як вона описується теоретично?

2. ДИНАМІЧНІ НАСОСИ

2.1. Призначення та будова насосів

2.1.1. Класифікація насосів

Насоси – гідравлічні машини, що призначені для перекачування рідин, перетворюючи механічну енергію приводного двигуна в механічну енергію рухомої рідини. За їх допомогою рідину піднімають на певну висоту, переміщують її на необхідну відстань в горизонтальній площині або примушують циркулювати в якій-небудь замкнутій системі. Насоси є одним з найпоширеніших різновидів гідравлічних машин.

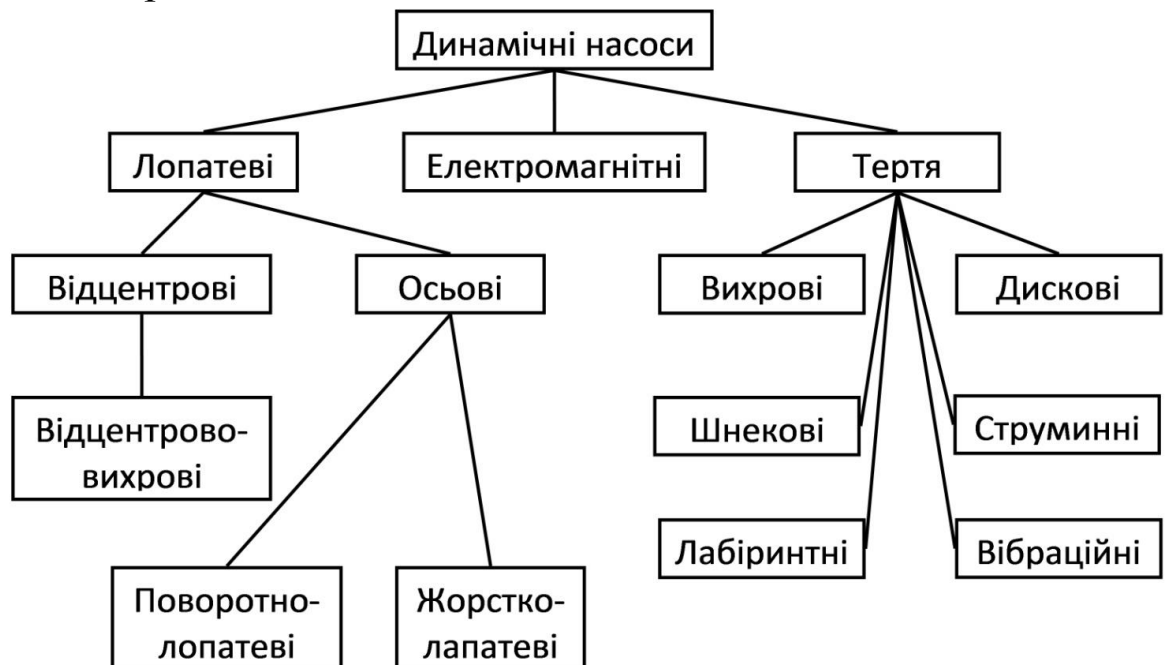


Рисунок 2.1 - Класифікація динамічних насосів

Насоси класифікують за різними ознаками: принципом дії, видом енергії, що підводиться до рідини, конструкцією, призначенням, родом перекачуваної рідини та ін. В основу класифікації насосів за принципом дії покладені відмінності в механізмі передачі що підводиться з поза енергією потоку рідини, що протікає через них.

Така класифікація в значній мірі відображає відмінність і в конструкціях насосів. За принципом дії насоси діляться на **динамічні і об'ємні**.

У **динамічних насосах** рідина переміщується за рахунок силової дії на неї робочого органу насоса в робочій камері, що постійно сполучається з вхідним і вихідним патрубками насоса. Залежно від виду сил, що діють на рідке середовище, насоси поділяються на **лопатеві і тертя** (рис. 2.1).

До **лопатевих насосів** відносяться відцентрові, діагональні і осьові. У насосах цього типу постійну силову дію на протікаючу через насос рідину надають лопаті робочого колеса, що обертається.

До **динамічних насосів тертя** відносять:

вихрові, в яких постійну силову дію на протікаючу через насос рідину надають вихори, що зриваються з канавок робочого колеса, що обертається;

струменеві, в яких силову дію на протікаючу через насос рідину надає підведений із зовні струмінь рідини, пари або газу, що має велику кінетичну енергією;

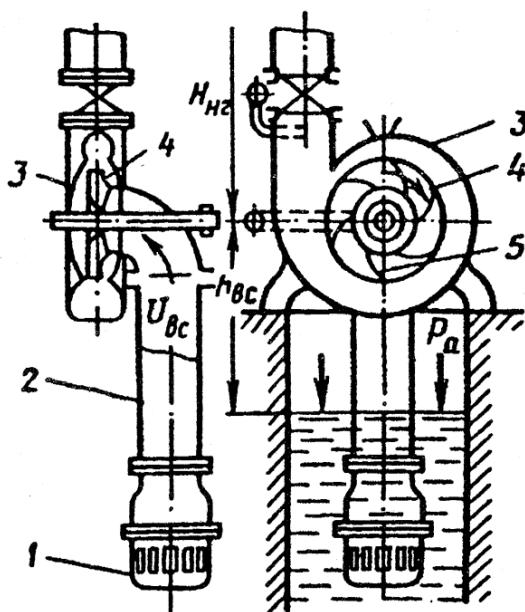
вібраційні, в яких силову дію на протікаючу через насос рідину надає клапан-поршень, що здійснює високочастотний поворотно-поступальний рух. До групи динамічних насосів можна включити також шнекові, дискові лабіринтові, ерліфтні та інші установки.

У агропромисловому комплексі найбільшого поширення набули відцентрові, діагональні, осьові, вихрові, поршневі, струменеві насоси, а на деяких віддалених пасовищах застосовують стрічкові, шнурові та інші водопідйомники.

2.1.2. Принцип дії та конструкції лопатевих насосів

2.1.2.1. Відцентрові насоси

Основним робочим органом відцентрового насоса (рис. 2.2) є робоче колесо 4, насаджене на вал. Робоче колесо складається з двох дисків (переднього і заднього), сполучених в єдину конструкцію лопатями. Лопаті відігнуті плавно убік, протилежний напрямку обертання робочого колеса. Передній диск має отвір для підведення рідини, а задній – втулку для кріплення колеса на валу. Потік входить в насос в осьовому напрямі, а виходить – в радіальному. На вході корпусу кріпиться всмоктувальний патрубок, а на виході – нагнітальний. Всмоктувальний трубопровід 2 і корпус насоса перед запуском в роботу повинні бути заповнені рідиною.



1 – зворотний клапан; 2 – всмоктувальний трубопровід; 3 – корпус насоса;
4 – робоче колесо; 5 – лопаті робочого колеса

Рисунок 2.2 - Схема установки відцентрового насоса

Принцип дії насоса полягає у тому, що при обертанні робочого колеса на кожен об'єм рідини масою m , що знаходиться в міжлопатевому каналі на відстані r від осі валу, діє відцентрова сила:

$$F = m\omega^2 r \quad (2.1)$$

де ω – кутова швидкість обертання валу.

Під дією цієї сили рідина відкидається від осі робочого колеса, внаслідок чого в центрі робочого колеса створюється розрідження, а в периферійній її частині – підвищений тиск. Під впливом атмосферного тиску, що діє на вільну поверхню в резервуарі, вода по всмоктувальному трубопроводу безперервно поступає в насос. Рідина, що вийшла з робочого колеса, потрапляє до спіральної частини корпусу, а потім в напірний патрубок. Залежно від призначення, і умови роботи розроблено велике число різноманітних конструкцій відцентрових насосів.

Відцентрові консольні насоси виготовляють двох типів: К — з горизонтальним валом і окремою опорною стійкою; КМ — моноблокові. Вони мають подачу $Q = 2,4 \dots 80$ л/с при напорі 8,8...98 м. Робоче колесо 3, закріплене на консольній частині валу 6, складається з двох дисків, сполучених просторовими або циліндровими лопатками. Кількість лопатей – 6...8.

У насосах для перекачування забруднених рідин число лопаток зменшують до 2...4. Робочі колеса насосів потужністю до

10 кВт не розвантажені, а в потужніших за 10 кВт – розвантажені від осьових зусиль з допомогою розвантажувальних отворів в задньому диску робочого колеса і поясу на робочому колесі з боку вузла ущільнення.

У місці проходу валу через корпус насоса встановлюється сальник, що є важливим конструктивним вузлом динамічних насосів. Для запобігання попадання повітря сальникове набивання розділене кільцем гідравлічного ущільнення. Вода до останнього поступає по каналу, влаштованому в корпусі насоса. Крім сальникового використовують торцеві ущільнення. Підшипники змащуються із загальної масляної ванни за допомогою маслорозбризувальних кілець.

Відцентрові консольні насоси поставляються комплектно у вигляді агрегату насос-електродвигун, змонтованому на фундаментній плиті, за винятком насосів з подачею більше 150 м³/год, які поставляються без фундаментної плити

Ці насоси позначали буквою К, перед якою указували діаметр всмоктувального патрубку, зменшений в 25 разів, а після нього через риску — швидкохідність n_s , зменшену в 10 разів. Наприклад, 3К-9 (діаметр всмоктувального патрубку 75 мм, швидкохідність $n_s=90$).

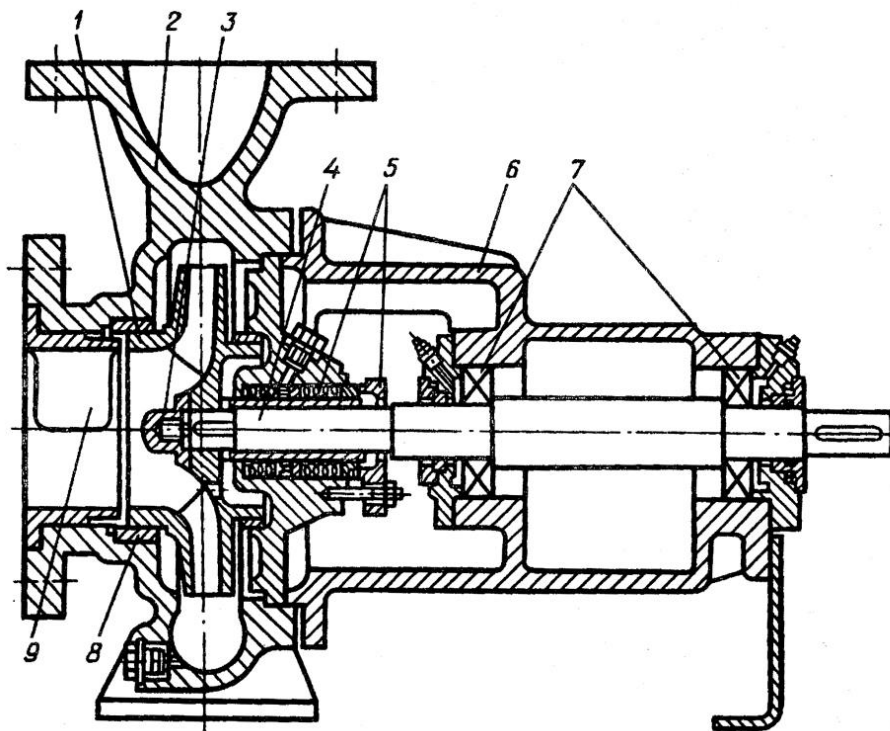
Міжнародний стандарт ISO 2858 вимагає, щоб маркування насосів включало відомості про подачу і напір при максимальному ККД. Відповідно до ГОСТ існує нове позначення насосів модернізованої конструкції і нові межі використання по витраті і напорі. Ці межі близькі до тих, що існували, тому між насосами ранньої конструкції і новою може бути встановлена відповідність згідно таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 – Порівняння маркувань насосів

Колишнє позначення	Позначення за ГОСТ 22247-88Е	Колишнє позначення	Позначення за ГОСТ 22247-88Е
1/2 К-6	К 8/18	4К-12	К 90/35
2К-9	К 20/18	3К-8	К 90/55
2К-6	К 20/30	4К-6	К 90/85
3К-9	К 45/30	6К-12	К 160/20
3К-6	К 45/55	6К-8	К 160/30
—	К 45/85	8К-12	К 290/18
4К-18	К 90/20	8К-6	К 290/30

У новому позначенні після букви К указується подача в м³/год і напір в м. Наприклад, насос К 20/18 має подачу 20 м³/год (5,6 л/с) і напір 18 м. У повній марці насоса, окрім вказаного, позначають **обточування** робочого колеса (букви *a* і *б*) і ущільнення валу за галузевим стандартом, вид кліматичного виконання, категорію розміщення.

Насоси типу К випускаються двох конструктивних виконань: уніфікованої серії (рис. 2.3) і насоси, так званого, старого типу.



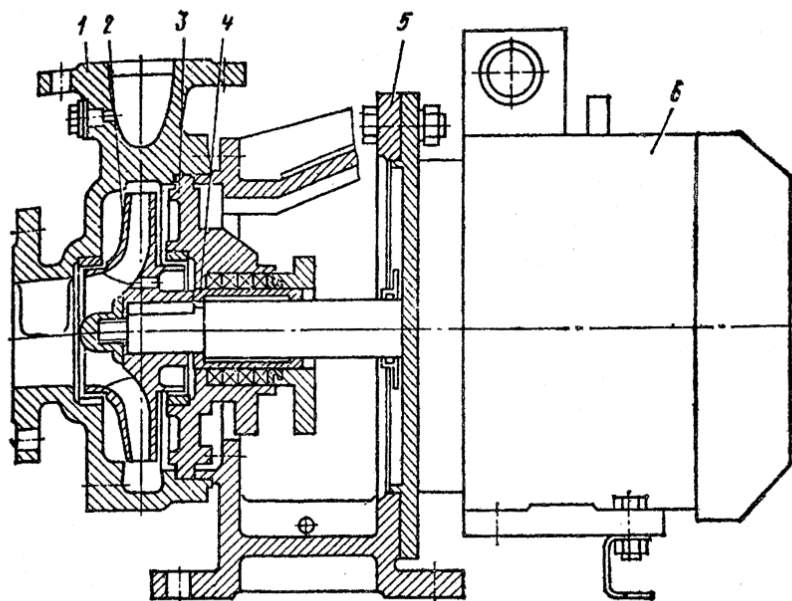
- 1 – робоче колесо; 2 – корпус зі спіральним відводом; 3 – гайка; 4 – вал; 5 – сальник;
6 – опорна частина; 7 – підшипники; 8 – кільце щільного ущільнення;
9 – вертикальна пластина-ребро у вхідному патрубку для запобігання закрутки потоку

Рисунок 2.3 - Схема модернізованого консольного насоса

Насоси уніфікованого типу відрізняються більшою компактністю і меншою металоємністю. У насосах уніфікованої серії підвід рідини по осі насоса, відведення вертикальне вгору, а напірний патрубок виведений на рівень осі насоса.

Насоси типу КМ. є насосні агрегати, у яких насос консольного типу і фланцевий електродвигун сполучені в один вузол, званий моноблок-насос. Робоче колесо цих насосів кріпиться на подовженому валу електродвигуна. Насоси великих типорозмірів мають опорну плиту, насоси серії КМ компактніші насосів серії К і займають менше місця. (рис. 2.4). Переваги консольних насосів – простота конструкції, компактність, а недолік – наявність осьових зусиль, що прагнуть зрушити робоче колесо у

бік вхідного патрубка.



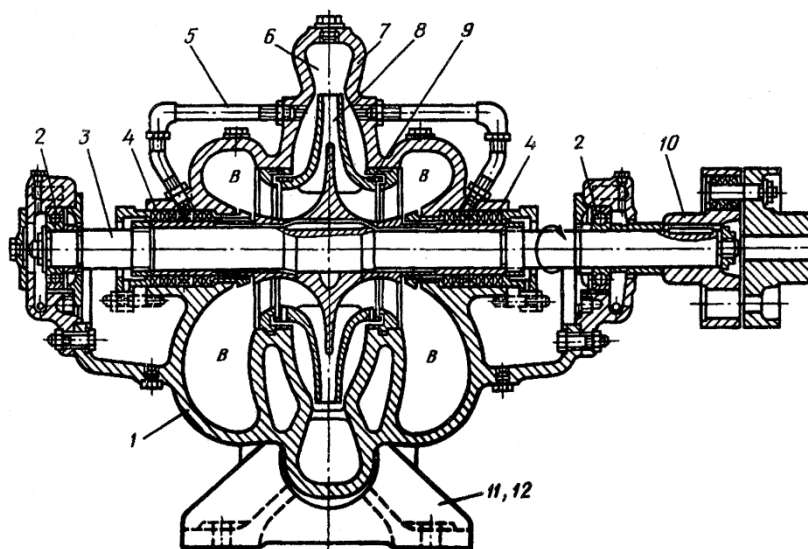
1 – корпус; 2 – робоче колесо; 3 – кришка; 4 – втулка сальника;
5 – фланець опорної частини; 6 – електродвигун

Рисунок 2.4 - Моноблочні насоси типу КМ

Для усунення осьового зусилля в даних насосах в їх робочих колесах, як зазначено вище, зроблені розвантажувальні отвори. Завдяки цим отворах за заднім диском колеса тиск зменшується, але збільшуються витoki.

Відцентрові насоси з двостороннім входом води на робоче колеса (тип Д) мають подачу 30...3300 л/с і напір 10...140 м. Насоси типу Д є вельми поширеною і конструктивно довершеною групою одноступінчатих насосів з горизонтальним роз'ємом корпусу. Насоси цього типу з напівспіральним підведенням рідини до робочого колеса з двостороннім входом мають ряд переваг у порівнянні з іншими насосами: кращі кавітаційні якості і розвантаженість валу від осьових зусиль за рахунок опозитного входу потоку на робоче колесо. На рисунку 2.5 зображено насос з двостороннім входом рідини на робоче колесо. Робоче колесо 8 насоса складається з двох зовнішніх дисків і одного внутрішнього з втулкою для кріплення на валу. Для зменшення перетікання рідини із спірального корпусу у всмоктувальні камери служать змінні кільця ущільнювачів 9. Щоб уникнути можливих осьових зсувів робоче колесо закріплене на валу за допомогою захисних втулок з різьбленням. Опорами валу служать шарикопідшипники 2 або бабітові підшипники ковзання з роз'ємом по осі насоса. Корпуси з

підшипників прикріплені кронштейнами до корпусу насоса. Вал 3 в місцях його виходу з корпусу 1 ущільнений двома сальниками 4, що мають бавовняне набивання і кільця гідравлічного ущільнення, до яких трубками 5 підводиться вода із спірального корпусу насоса як для ущільнення, так і для охолодження сальників. Вал насоса з валом електродвигуна з'єднується пружною муфтою 10. Корпус насоса виконують з горизонтальним роз'ємом. У нижній частині корпусу розташовані всмоктувальний і напірний патрубки. Таке розташування патрубків і горизонтальний роз'єм корпусу забезпечують можливість огляду, ремонту і заміни робочих органів без демонтажу насоса з фундаменту і від'єднання трубопроводів.

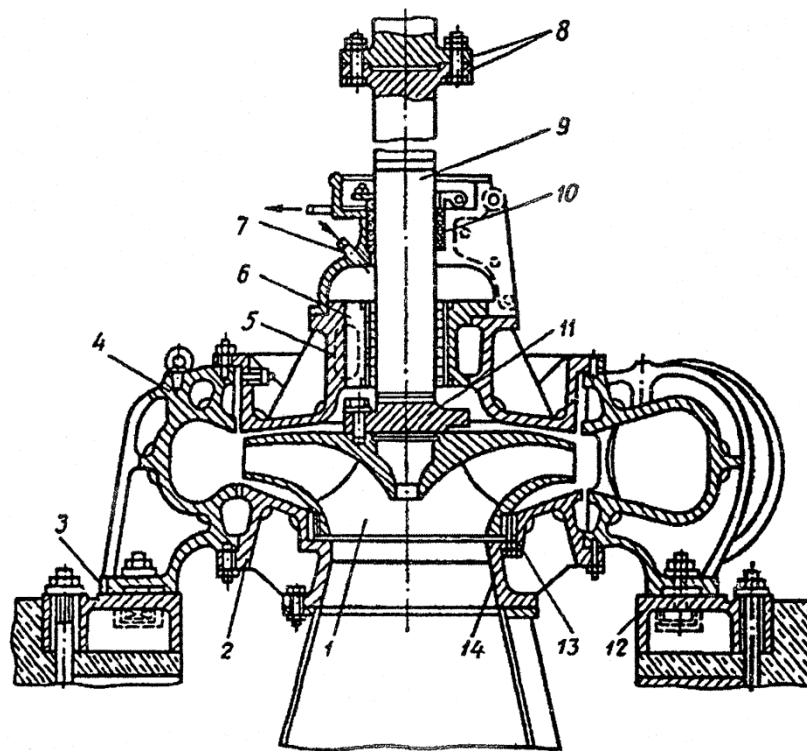


1 – корпус; 2 – підшипник; 3 – вал; 4 – сальник; 5 – підведення води до каблучок гідравлічного управління; 6 – спіральний відвід; 7 – знімна кришка; 8 – робоче колесо; 9 – ущільнювальні кільця; 10 – пружна муфта; 11, 12 – опорні лапи

Рисунок 2.5 - Схема відцентрового насоса з двостороннім входом води на робоче колесо

Насоси з двостороннім входом маркуються так: Д Q - H , де Д – насос з двостороннім входом; Q – подача, м³/год; H – напір, м. Наприклад, Д 500-65.

В експлуатації ще знаходяться насоси із старим маркуванням. Наприклад, марка насоса 10Д-6 означає: насос з двостороннім входом (буква Д); діаметр вхідного патрубка 250 мм. і швидкохідність $n_s = 60$. Маркування 8НДв; 8НДс; 8НДн означає: 8 – діаметр напірного патрубка, зменшений в 25 разів; букви НД – насос двосторонній; букви в, с, н – характеризують напір насоса (в – високонапірний, с – середньонапірний, н – низьконапірний).



1 – робоче колесо; 2 – нижня кришка; 3 – лапи для кріплення; 4 – корпус; 5 – верхня кришка; 6 – направляючий підшипник; 7 – підведення води для змащення підшипника; 8, 11 – з'єднувальні фланці валу; 9 – вал; 10 – сальник; 12 – фундаментальні плити; 13 – ущільнення; 14 – всмоктувальний патрубок

Рисунок 2.6 - Схема вертикального відцентрового насоса

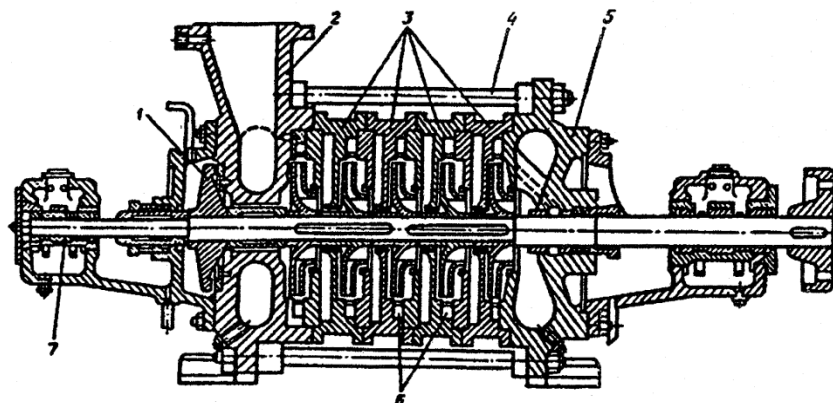
Відцентрові вертикальні насоси мають подачу $1,0 \dots 16 \text{ м}^3/\text{с}$ і напір $22 \dots 110 \text{ м}$. За конструкцією вони нагадують консольні насоси, встановлені вертикально (рис. 2.6). Корпус 4 лапами 3 спирається на фундаментну плиту 12 або на спеціальні стовпчики. Знизу до корпусу прикріплена нижня кришка 2, відлита як одне ціле зі всмоктувальним патрубком 14, вода до якого підводиться по металевій або бетонній всмоктувальній трубі. У насосів з діаметром всмоктувального патрубка більше 1000 мм. корпус до половини заливається бетоном, а вода до всмоктувального патрубка підводиться по зігнутій всмоктувальній трубі. У крупних насосів, зазвичай, зігнуті всмоктувальні труби це – єдиний блок з підземною частиною будівлі насосної станції. Відводиться вода напірним патрубком, розташованим горизонтально. До верхнього фланця корпусу кріпиться кришка 5 з направляючим підшипником 6 з гумовим або лігнофолевим вкладишем. Змащується підшипник перекачуваною водою, яка підводиться трубою 7. Шийка валу 9 під направляючим підшипником і сальником захищена електронаплавленням з неіржавіючої сталі. У місці виходу валу з корпусу встановлений сальник 10.

Гідравлічні осьові зусилля і маса ротора насосного агрегату сприймаються п'ятою електродвигуна.

Вертикальні відцентрові насоси маркуються таким чином: d_H В- Q/H , де d_H – діаметр напірного патрубку, мм; В – вертикальний; Q – подача насоса, м³/с; H – напір, м. Наприклад, 1000 В-4/40, 2400 В-16/100.

У *багатоступінчатих відцентрових насосах* потік перекачуваної рідини переміщається послідовно декількома робочими колесами, змонтованими на одному валу і в одному корпусі. Тому напір насоса – це сума напорів, створюваних кожним робочим колесом. Подача всіх робочих коліс однакова.

Розрізняють два типи багатоступінчатих насосів: *секційні* з вертикальним роз'ємом корпуса і робочими колесами, орієнтованими вхідними отворами в один бік, і *спіральні* з горизонтальним (осьовим) роз'ємом корпуса і робочими колесами, розташованими вхідними отворами попарно в протилежні сторони.



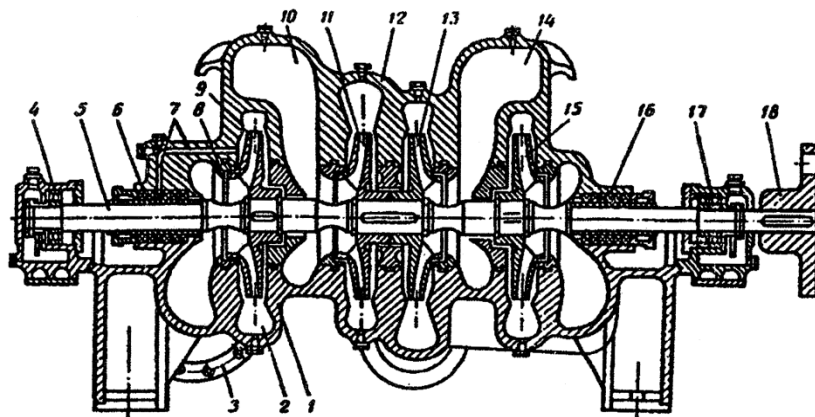
1 – гідравлічна п'ята; 2 – вихідна секція з напірним патрубком; 3 – секції насоса;
4 – стяжні болти; 5 – вхідна секція зі всмоктувальним патрубком; 6 – направляючі апарати; 7 – підшипники

Рисунок 2.7 - Схема багатоступінчатого секційного насоса

Корпус багатоступінчатого секційного насоса (рис. 2.7) складається з окремих секцій, число яких рівне числу ступенів. Вода послідовно проходить від камери всмоктування вхідної секції 5 до вихідної секції з напірним патрубком 2. Ущільнення між секціями забезпечується гумовими прокладками. Секційна конструкція дозволяє збільшувати або зменшувати число секцій і тим самим збільшувати або зменшувати напір насоса. Багатоступінчаті секційні насоси випускають з числом робочих коліс від 2 до 10. Усередині кожної секції розташовані направляючий апарат 6 і перевідні канали, що забезпечують

підведення рідини до робочого колеса наступного ступеня. Гідравлічні осьові зусилля сприймаються автоматично діючим розвантажувальним пристроєм — гідравлічною п'ятою. Недоліками цих насосів є низький ККД, складність демонтажу. Згідно ГОСТ подача цих насосів змінюється від 30 до 500 м³/год, а напір від 44 до 1900 м.

Секційні багатоступінчаті насоси маркуються так: ЦНС *Q-H*, де Ц – відцентровий; Н – насос, С – секційний; *Q* – подача м³/год; *H* – напір, м.. Наприклад, ЦНС 180-212. На рисунку 2.8. представлений розріз спірального чотириступінчастого насоса. На валу 5 насоса поміщені чотири робочі колеса 9, 11, 13, 15, вхідні отвори яких направлені в протилежні сторони. Число ступенів у таких насосів повинно бути парним.



- 1 – корпус; 2 – спіральний відвід; 3 – всмоктувальний патрубков; 4, 17 – підшипники; 5 – вал; 6, 16 – сальники; 7 – проточка для підведення води до гідравлічного ущільнення; 8 – захисно-ущільнююче кільце; 9, 11, 13, 15 – робочі колеса; 10, 14 – перекладні канали; 12 – кришка корпусу; 18 – напівмуфта

Рисунок 2.8 - Схема багатоступінчастого насоса зі спіральним відводом (типу ЦН)

Розвантаження ротора насоса від осьових зусиль досягається, в основному, схемою входу рідини в робочі колеса, а залишкові осьові зусилля сприймаються опорними і радіально-опорними підшипниками 4, 17 (рис. 2.8.)

Насоси спірального типу у порівнянні з насосами секційного типу мають низку переваг: вищий ККД, простота збирання і розбирання, відсутність направляючих апаратів, урівноважені осьові зусилля. Недоліки їх – складна форма корпусу і великі габарити. Багатоступінчаті насоси спірального типу маркуються так: ЦН *Q-H*, де Ц – відцентровий; Н – насос; *Q* – подача м³/год; *H* – напір, м. Наприклад: ЦН 400-105, ЦН 400-210.

Свердловинні лопатеві насоси. Специфіка монтажу насосів у

трубчасті колодязі (свердловини) зумовила їх конструкцію. Насоси для свердловин випускаються двох типів: насоси з трансмісійним валом і електропогружні насоси.

У **насосів з трансмісійним валом** електродвигун, встановлюється над гирлом свердловини і з'єднується з насосом проміжним трансмісійним валом. В даний час заводи виготовляють насоси з трансмісійним валом для трубчастих колодязів діаметром 200...600 мм з подачею 25...1200 м³/год при напорах 25...125 м. Ці насоси складаються з трьох основних вузлів: насосного вузла, напірного трубопроводу з трансмісійним валом і приводної головки (рис. 2.9).

Насосний вузол (рис. 2.9 а) є групою сполучених між собою секцій корпусів 2, 3, 6 з робочими колесами 5. Вода поступає в нижній насосний корпус 6 через захисну сітку.

У внутрішній порожнині корпусу відлито як одне ціле з ним направляючий апарат 4. У цих насосах найчастіше застосовують відцентрові робочі колеса 5 з напівосьовими лопатками або діагональні 4.

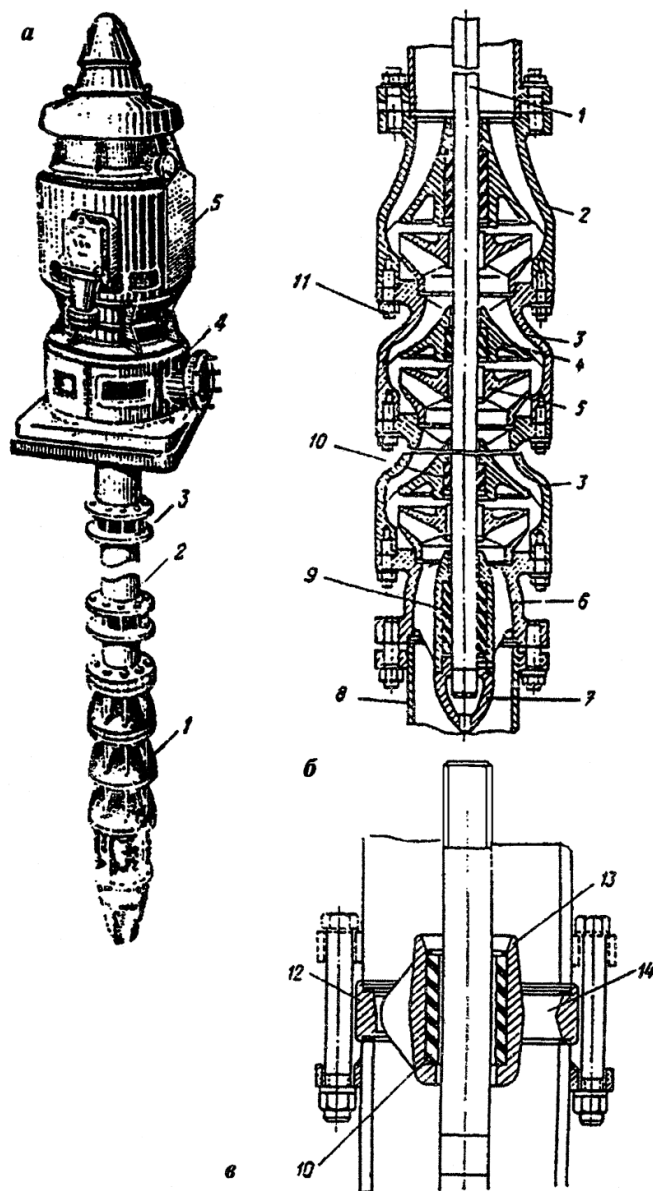
Опорами валу служать підшипники 9, що складаються з гумових або лігнофолевих вкладишів 10, укріплених в гніздах направляючих апаратів корпусів насосного вузла.

Напірний трубопровід і трансмісійний вал 1 збирається з окремих секцій завдовжки 8...10 м. Між фланцями секцій поміщаються проміжні підшипники трансмісійного валу (рис. 2.9)

Підшипники змащуються перекачуваною рідиною. Приводна головка дозволяє використовувати як привід вертикальні і горизонтальні електродвигуни та двигуни внутрішнього згорання.

Перевагою насосів з трансмісійним валом є можливість ремонту і огляду двигуна без демонтажу всієї установки.

Недоліки їх зводяться до наступного: велика металоємність, неможливість застосування у викривлених свердловинах, трудність монтажу і наявність додаткових втрат напору в трубопроводі з опорними хрестовинами і валом, що обертається.



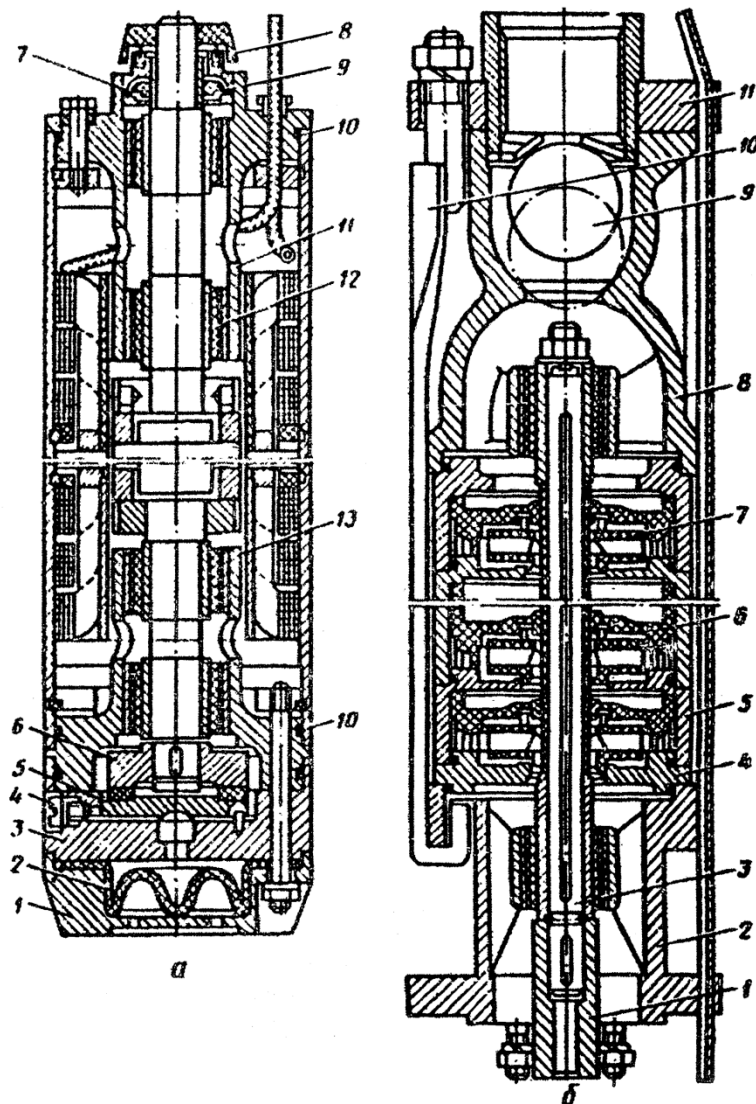
а – загальний вигляд: 1 – насосний вузол; 2 – напірні труби; 3 – фланцеве з'єднання труб; 4 – приводна головка, 5 – приводний електродвигун,
 б – насосний вузол: 1 – вал; 2 – корпус верхній, 3 – корпус середній; 4 – направляючий апарат; 5 – робоче колесо; 6 – корпус нижній; 7 – обтічник; 8 – усмоктувальна труба; 9 – гумовий підшипник; 10 – проміжний підшипник;
 в – проміжний підшипник: 12 – обід; 13 – центральна втулка; 14 – ребро

Рисунок 2.9 - Свердловинний насос з трансмісійним валом

Насоси з трансмісійним валом і вертикальним двигуном позначаються ЦТВ $d_c - Q - H$, де Ц – відцентровий; Т – трансмісійний; В – водяний; d_c – внутрішній діаметр обсадних труб свердловини, мм, зменшений у 25 разів; Q – подача, м³/год; H – напір, м. Наприклад, ЦТВ 8-40-65.

Свердловинні насоси із занурювальним електродвигуном є агрегати, що складаються з відцентрового багатоступінчатого насоса і занурювального електродвигуна (рис. 2.10). Насосний агрегат підвішують у свердловині на колоні водопідіймальних труб

на такій глибині, щоб всмоктувальна сітка насоса знаходилася нижче за динамічний рівень води у свердловині не менше ніж на 1,5 м. Днище електродвигуна повинне знаходитися вище за фільтр свердловини не менше ніж на 1 м. Занурювальні насоси випускають для свердловин діаметром 100...400 мм.



а – електродвигун ПЕДВ: 1 – днище; 2 – діафрагма; 3, 11, 13 – корпус; 4 – пробка-гвинт;
 5 – підп'ятник; 6 – п'ята; 7 – манжет; 8 – піскоскидач; 9, 10 – гумові кільця; 12 –
 підшипник; б – насос: 1 – сполучна муфта; 2 – корпус підстави; 3 – вал; 4 – диск;
 5 – корпус секції; 6 – направляючий апарат; 7 – робоче колесо; 8 – маточина
 верхнього підшипника; 9 – кульовий клапан; 10 – стяжки; 11 – головка
 б – ступень занурювального насосу

Рисунок 2.10 - Схема свердловинного насоса з занурювальним електродвигуном

Кожна ступінь насоса (рис. 2.10 б) складається з диска 4, робочого колеса 7, направляючого апарату 6 і відведення. Робоче колесо, виконане з полістиролу, фіксують на валу розпірними втулками.

Відведення лопаток мають радіальні лопатки, які утворюють

міжлопатеві канали для відведення води від робочого колеса попереднього ступеня і підведення води до робочого колеса подальшого ступеня. Їх виконують з поліпропілену і армують чавунними кільцями в місцях вузлів ущільнювачів.

Сталеві диски 4, складові корпус насоса, встановлюють між корпусом підстави 2 і кульовим клапаном 9 і стягують стягуваннями 10.

Опорами валу служать два гумометалевих підшипника (нижній і верхній). При числі ступенів більше 10 встановлюють додатковий середній корпус, в якому розміщується додатковий проміжний підшипник. Підшипники насоса і електродвигуна змащуються водою.

У верхній частині насоса встановлюється кульовий клапан 9, що розвантажує агрегат від тиску стовпа води в напірному трубопроводі, при його зупинці.

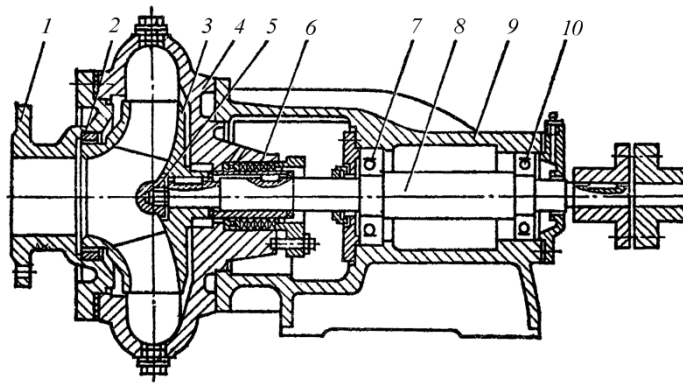
Насос приводиться електродвигуном типа ПЕДВ (П – занурювальний; ЕД – електродвигун; В – заповнений водою). Перед опусканням в свердловину він повинен бути заповнений чистою профільтрованою водою. Електродвигун навіть на короткий час не повинен включатися в роботу без води, оскільки це може привести до пошкодження підшипників і обмотки статора. Кабель опускається в свердловину одночасно з насосом.

Свердловинні занурювальні насоси маркуються так: ЕЦВ d_c – Q - H (де ЕЦВ – електричний відцентровий водяний; d_c – діаметр свердловини, мм, зменшений у 25 разів; Q – подача, м³/год; H – напір, м). Наприклад: ЕЦВ8-25-300; ЕЦВ10-63-110; ЕЦВ6-16-30.

Насоси ЕЦВ призначені для підйому неагресивної води температурою до 25 °С з масовим вмістом механічних домішок не більше 0,01 % . Насоси ЕЦВ мають подачу 2,5...670 м³/год при напорах 25...650 м.

Насоси для стічних рідин і ґрунтові насоси. Насоси для стічних рідин призначені для перекачування побутових і виробничих стічних вод, а також інших забруднених рідин. З кислотністю рН = 6...8,5, густиною до 1050 кг/м³ та вмістом твердих абразивних частинок розміром до 5 мм не більш 1 % за об'ємом.

Промисловість випускає відцентрові насоси для стічних рідин типа СД (з горизонтальним валом) з подачею до 2500 м³/год (рис. 2.11) і типу СДВ (з вертикальним валом) з подачею більше 2500 м³/год.



1 – всмоктувальний патрубок; 2 – захисна втулка; 3 – робоче колесо; 4 – корпус; 5 – гайка; 6 – ущільнювач; 7, 10 – підшипники; 8 – вал; 9 – опорна стійка.

Рисунок 2.11 - Одноступінчатий насос типу СД

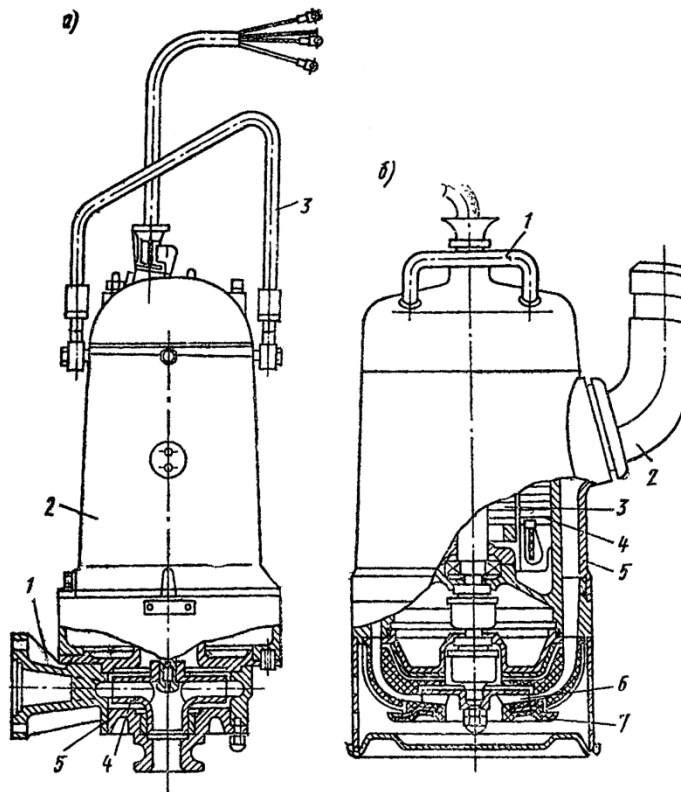
Напір насосів змінюються від 6 до 105 м. Робота і призначення основних вузлів таких насосів аналогічна роботі і призначенню відповідних вузлів розглянутих вище консольних і вертикальних відцентрових насосів. Для зменшення небезпеки засмічення робочі колеса насосів типа СД виготовляють з ширшими каналами і меншим числом лопатей (2...4), що є основною причиною їх низького ККД. Проточну частину насосів без їх розбирання можна прочистити через люки з герметичними кришками. Ці люки встановлюють на всмоктувальних і напірних патрубках насосів. Насоси для стічної рідини позначаються так: СД 80/32; СДВ 160/45. Крім насосів СДВ виготовляють насоси аналогічного призначення СДП 16/25. Конструктивно він відрізняється тим, що напірний патрубок вивидено на рівень опорної плити, що полегшує ремонт і заміну насоса.

Останнім часом набувають поширення занурювальні насоси для забруднених рідин, у тому числі і для стічних вод. Розроблені і вивиготовляються занурювальні насоси типу ЦМК (рис. 2.12). Це моноблоковий агрегат з вбудованим електродвигуном. Електродвигун герметизовано від попадання перекачуваної стічної рідини.

Насосна частина є одноступінчатим відцентровим насосом з дволопатеvim, закріпленим на консольній частині валу електродвигуна. Насос комплектується спеціальним пристосуванням для з'єднання з напірними трубами, що дозволяє демонтувати насос без спорожнення резервуару.

При виконанні будівельних робіт, а так само для перекачування забруднених вод, зокрема стічних, отримали поширені занурювальні моноблокові насоси типу ГНОМ (рис. 2.12)

їх виготовляють з подачею 10...400 м³/год при напорах 10...40 м.



а – насос типу ЦМК: 1 – корпус; 2 – електродвигун; 3 – ручка; 4 – робоче колесо; 5 – корпус насоса, **б – насос типу ГНОМ:** 1 – ручка; 2 – напірний патрубок; 3 – ротор двигуна; 4 – статор двигуна; 5 – кожух; 6 – робоче колесо; 7 – компенсатор

Рисунок 2.12 - Занурювальні насоси для забруднених рідин

Насоси ЦМК і ГНОМ можна встановлювати безпосередньо в приймальних камерах резервуарів стічних вод. За кордоном занурювальні електронасосні агрегати для перекачування стічних вод набули значного поширення. Наприклад фірма «Флюгт» випускає типорозмірний ряд агрегатів з подачею до 4000 м³/год.

Для перекачування виробничих стічних вод, для транспортування піску, наприклад у фільтрувальних цехах водопровідних станцій застосовують ґрунтові і піскові насоси.

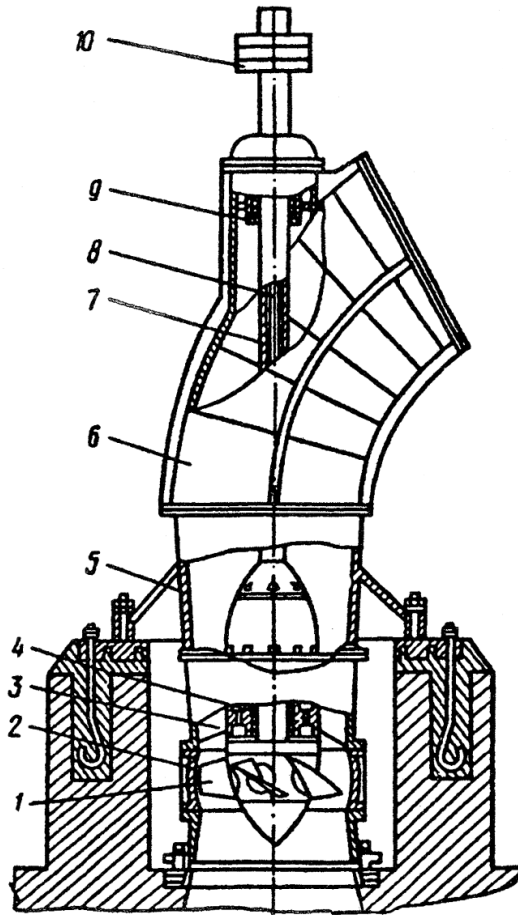
Перекачування рідкого ґною проводять насосами НЦИ з подрібненням і НЖН з шнековим живильником. Перший має подачу 83...100 м³/год при напорі 8...10 м, а другий – подачу до 300 м³/год при напорі до 20 м.

Основними деталями лопатевих насосів є: робоче колесо направляючий апарат, корпус, вал, підшипники та ущільнення.

2.1.2.2. Осьові насоси

Ці насоси застосовують при подачах $0,5 \dots 54 \text{ м}^3/\text{с}$ і напорах $2,5 \dots 28 \text{ м}$. Промисловість випускає вертикальні осьові насоси двох типів: з жорстким закріпленням лопатей типу ПРО і з поворотними лопатями типа ОПВ. Осьові насоси можуть бути і з горизонтальним і похилим валом. Горизонтальні насоси позначаються ОГ або ОПГ.

На рисунку 2.13 представлений розріз осьового вертикального насоса.



- 1 – робоче колесо; 2 – камера робочого колеса; 3 – випрямний апарат;
4, 9 – верхній і нижній підшипники; 5 – дифузор; 6 – корпус насоса; 7 – вал;
8 – шток механізму розвороту лопатей; 10 – фланець з'єднання валів

Рисунок 2.13 - Схема осьового насоса

Робоче колесо 1 насоса, що складається з втулки із закріпленими на ній профільованими лопатями розташовується в сферичній камері 2. При обертанні робочого колеса в результаті силової дії його лопатей з рідиною створюється рух потоку уздовж його осі. Причиною цього є підйомна сила, що виникає при обтіканні потоком несиметричних профілів лопатей робочого колеса.

Підйомна сила, віднесена до одиниці довжини лопаті,

визначається за формулою:

$$P = c_y \rho l \frac{\omega_{\infty}^2}{2} \quad (2.2)$$

де c_y – коефіцієнт форми профілю; l – довжина хорди профілю лопаті; ω_{∞} – відносна швидкість набігання незбуреного потоку.

Рідина в осьовому насосі рухається поступально, але і одночасно декілька закручується робочим колесом, для усунення обертального руху рідини служить випрямний апарат. Робоче колесо кріпиться болтами до нижнього фланця порожнистого валу 7, усередині якого проходить шток 8, що зв'язує привід механізму розвороту лопатей з самим механізмом. Ротор насоса обертається в двох радіальних підшипниках: нижньому 4, розташованому в маточині випрямного апарату 3 і верхньому 9. Підшипники мають гумові або лігнофолійові вкладиші. Ці підшипники змащуються перекачуваною водою або водою, що пройшла через відстійники і фільтри системи технічного водопостачання. Перед пуском до верхнього підшипника повинна бути подана вода від спеціального джерела під напором, що перевищує напір насоса на 7...10 м.

Над верхнім підшипником є сальник. Вал насоса з валом двигуна з'єднується фланцями. Гідравлічні осьові зусилля і маса ротора сприймаються п'ятою електродвигуна.

Вертикальні насоси; типа ОПВ, ОВ з діаметром робочого колеса 870...1100 мм мають камерне підведення води, або підведення у вигляді плавно зігнутої всмоктувальної труби. В насосах з робочим колесом діаметром понад 1100 мм підвід води здійснюється тільки плавно зігнутою всмоктувальною трубою.

Корпус насоса 6 має фланцеве з'єднання з дифузоров 5, котрий лапами спирається на фундаментні тумби. У осьових насосів з робочим колесом діаметром великим 1850 мм дифузор встановлений опорним фланцем на проміжному перекритті і залитий бетоном.

Відведення у осьових насосів направлене під кутом 60° (рис. 2.14), а у малогабаритних насосів – під кутом 90° (рис. 2.15).

Лопаті робочих коліс діаметром до 1100 мм повертають за допомогою електрогідравлічного приводу або електропривода. В робочих колесах діаметром 1850 і 2600 мм – за допомогою електрогідромеханічних (електричних) приводів. Лопаті робочих коліс діаметром 1450 мм повертають за допомогою

Принцип дії електроприводу наступний. Малогабаритний реверсивний асинхронний електродвигун і система зубчатих і черв'ячних передач, змонтованих у спеціальному стакані, розташованому у вузлі з'єднання валів насоса і основного двигуна, приводять в рух шток.

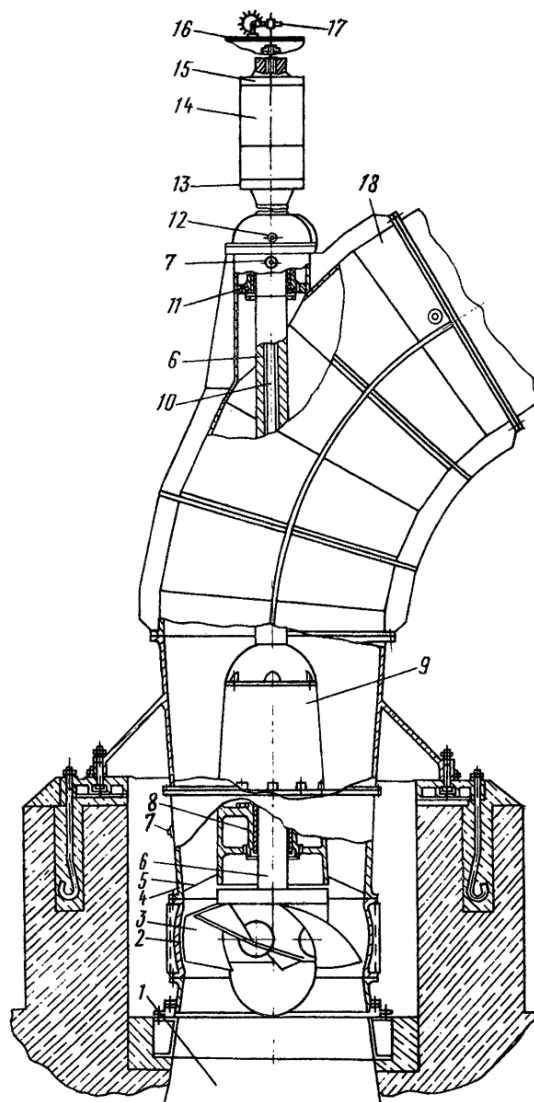
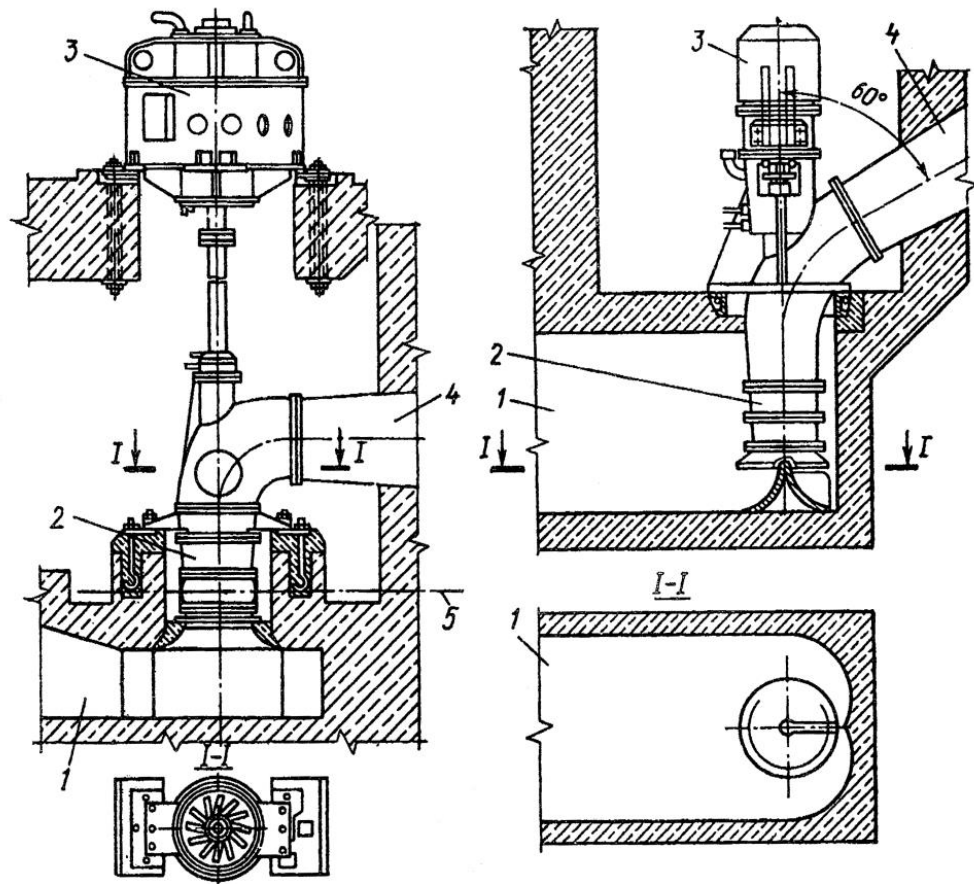


Рисунок 2.14 - конструкція осьового насоса з поворотними лопатями

ЗМІСТ **Глави:** [1](#) [2](#) [3](#) [4](#) [5](#) [6](#) [Додатки](#)

управління, і дистанційно зв'язаний електромеханічним пристроєм, що проходить через порожнистий вал основного двигуна з штоком.



1 – камерний підведення; 2 – насос; 3 – електродвигун,
4 – горизонтальний дифузорний відвід; 5 – вісь робочого колеса

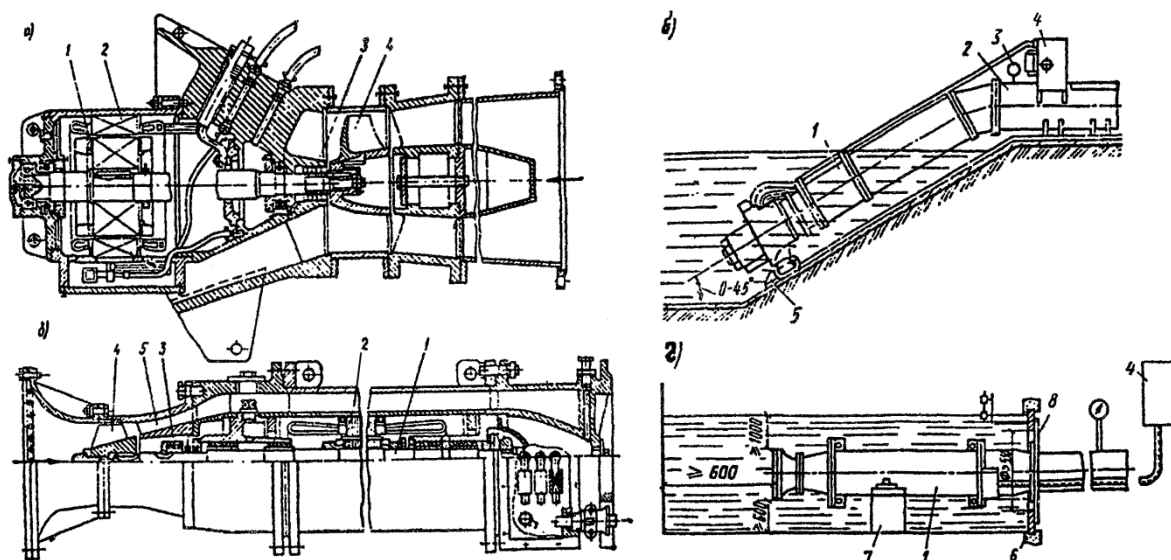
Рисунок 2.15 - Схема установки малогабаритного осьового насоса з камерним підведенням

Принцип дії електрогідроприводу в основному аналогічний принципу дії електроприводу. У порожнистому валу насоса здійснює поворотно-поступальні рух шток, сполучений у втулці робочого колеса з поворотним пристроєм і з кривошипами. Кривошипи синхронно повертають лопаті навколо їх осей.

Силовa дія на шток надає серводвигун, розташований у втулці робочого колеса. Поршень серводвигуна переміщається вгору-вниз під впливом масла. Масло поступає в циліндр серводвигуна по обидві сторони поршня через шток, що складається з двох концентричних розташованих труб (одна усередині іншої). Верхні частини труб гнучкими шлангами сполучені з маслорозподілювачем, який разом з шестерінчастим маслonaсосом і реверсивним електродвигуном розміщені у верхній частині основного електродвигуна. Показчик кута розвороту

лопатей насоса, розташований на пульті управління основного двигуна, дистанційно зв'язаний електромеханічним пристроєм, що проходить через порожнистий вал двигуна з штоком.

Застосування робочих коліс з поворотними лопатями дозволяє регулювати подачу насоса, зберігаючи при цьому високі значення ККД, але ускладнюють конструкцію насоса і збільшують його вартість.



- 1 – ротор; 2 – статор; 3 – ущільнення; 4 – робоче колесо; 5 – випрямний апарат;
 в, г – схема установок насосів ОПВ – (в) і ОМПВ – (г): 1 – електронасос;
 2 – напірний трубопровід 3 – манометр; 4 – станція управління; 5 – упор; 6 – стінка;
 7 – опора; 8 – монтажний фланець

Рисунок 2.16 - Осьові моноблочні електронасоси для води типу ОПВ – (а) і ОМПВ – (б)

Маркуються осьові насоси таким чином: ОВ або ОПВ – осьовий жорстколопатевий або поворотнолопатевий з вертикальним валом, ОГ або ОПГ – те ж з горизонтальним валом. Після букв указується номер моделі і діаметр робочого колеса (см). Подальші за цифрами букви позначають тип приводу механізму розвороту лопатей: Е – електричний, Г – гідравлічний, ЕГ – електрогідравлічний. Наприклад: ОПВ11 – 260Г, ОВ5 – 87, ОПГ – 220Г, ОПВ16 – 145Г.

Останнім часом стали набувати широкого поширення осьові моноблокові насоси для води типа ОПВ і ОМПВ. Вони призначені для перекачування води з температурою до 35 °С із загальною мінералізацією до 6 г/л та з вмістом механічних домішок до 6 г/л (з них абразивних – не більше 1 г/л).

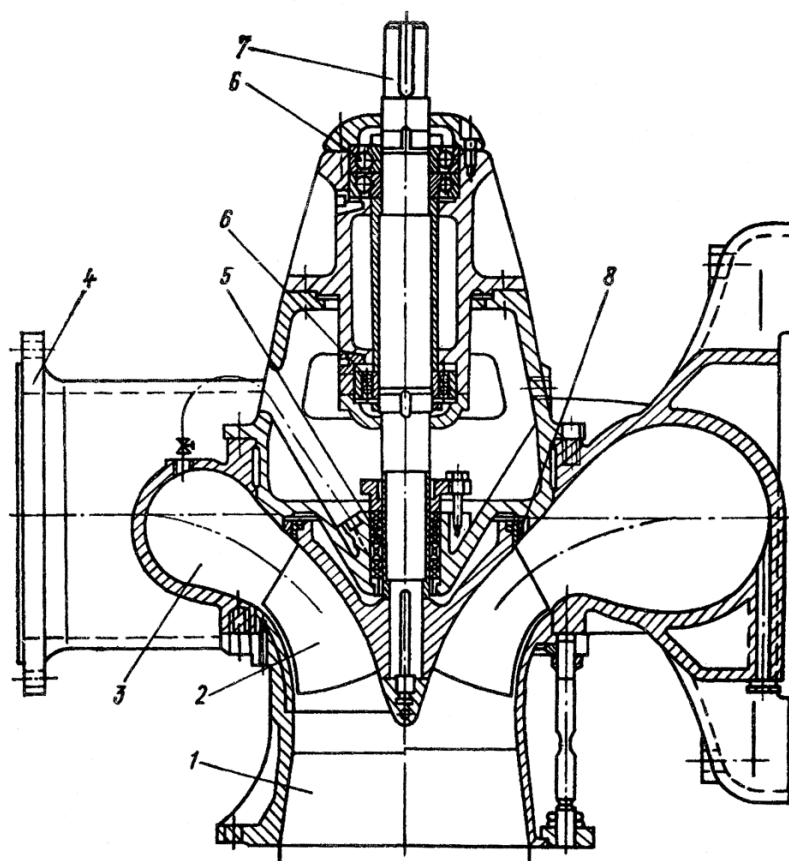
Електронасоси типа ОПВ - це моноблокові насосні агрегати з

вбудованим електродвигуном "сухого" виконання, а тип ОМПВ – з вбудованим герметизованим водонаповненим електродвигуном (рис. 2.16). Вони мають подачу $0,7...5,5\text{ м}^3/\text{с}$ і напір $4,2...15\text{ м}$. Маркується таким чином: ОПВ *Q-H* або ОМПВ *Q-H*. Наприклад: ОПВ 2500-4,2, ОМПВ 250-10,5.

2.1.2.3. Діагональні насоси

Ці насоси стали широко застосовуватися на насосних станціях для подачі води у системи зрошування та обводнення.

За параметрами *Q-H* ці насоси (рис. 2.17) займають проміжне положення між відцентровими та осьовими насосами. Рідина всмоктувальною трубою підводиться до робочого колеса в осьовому напрямі. У робочому колесі між лопатями рідина переміщається під кутом меншим 90° по відношенню до осі обертання валу 7 і поступає у спіральне відведення 3, а потім через конічний дифузор у напірний патрубок насоса 4.

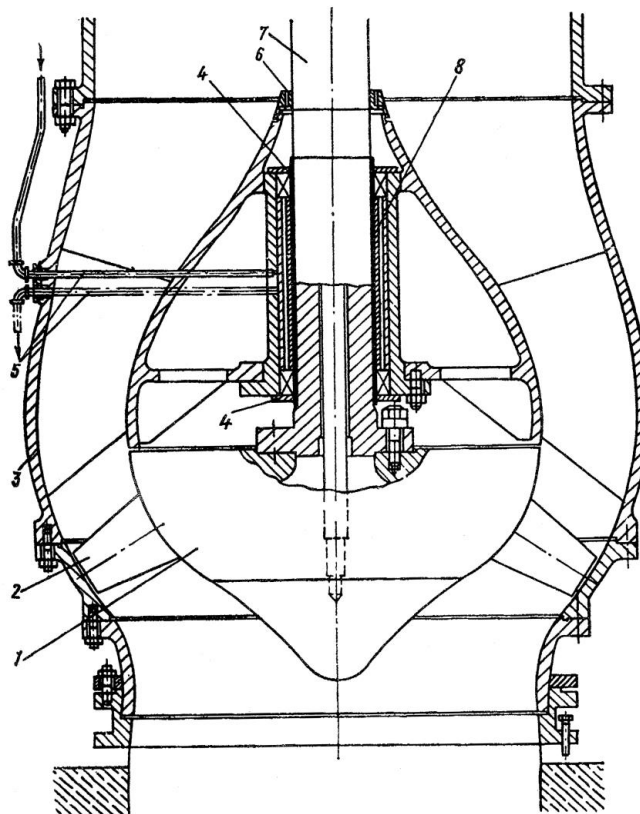


- 1, 4 – всмоктувальні та напірні труби; 2 – робоче колесо; 3 – спіральний відвід;
5, 6 – сальники з гідравлічним ущільненням і підшипникові вузли; 7 – вал;
8 – захисно-ущільнювальні кільця

Рисунок 2.17 - Конструкція діагонального насоса зі спіральним відводом

Конструктивне виконання багатьох вузлів діагональних

насосів таке ж, як і у відцентрових та осьових насосів. Часто їх робочі колеса не мають переднього диска. Відвідні пристрої виготовляють у вигляді спірального відведення (див. рис. 2.17), що створює сприятливі умови для розміщення насоса в будівлі насосної станції (рис. 2.18).



- 1, 2 – втулка і лопаті робочого колеса; 3 – випрямний апарат;
4 – торцеве ущільнення; 5 – трубки подачі і відведення змащувальної рідини;
6 – вузол керування; 7 – вал; 8 – підшипник ковзання

Рисунок 2.18 - Конструкція діагонального насоса з випрямним апаратом

Лопаті робочого колеса можуть бути поворотними. Діагональні насоси виконують низьконапірними ($H=20$ м) і середьонапірними ($H=20\ldots 60$ м), одноступінчатими, багатоступінчатими, горизонтальними і вертикальними.

2.2. Робочий процес лопатевих насосів

2.2.1. Робочі параметри насосів

Як гідромашина насос характеризується наступними основними параметрами: подачею Q ($\text{м}^3/\text{с}$, $\text{м}^3/\text{год}$, л/с); напором H (м); потужністю N (кВт); коефіцієнтом корисної дії (%); частотою

обертання n (хв^{-1}); допустимим кавітаційним запасом $h_{\text{дон}}$ (м) або допустимою висотою всмоктування $h_{\text{дон}}^{\text{всак}}$ (м).

Напором, який розвиває насос, називається приріст питомої енергії перекачуваної рідини на ділянці від всмоктувального патрубку до напірного патрубку насоса (рис. 2.19), вираженим в метрах, тобто

$$H = E_2 - E_1 \quad (2.3)$$

де E_1 і E_2 — питома енергія відповідно у всмоктувальному і нагнітальному патрубках насоса.

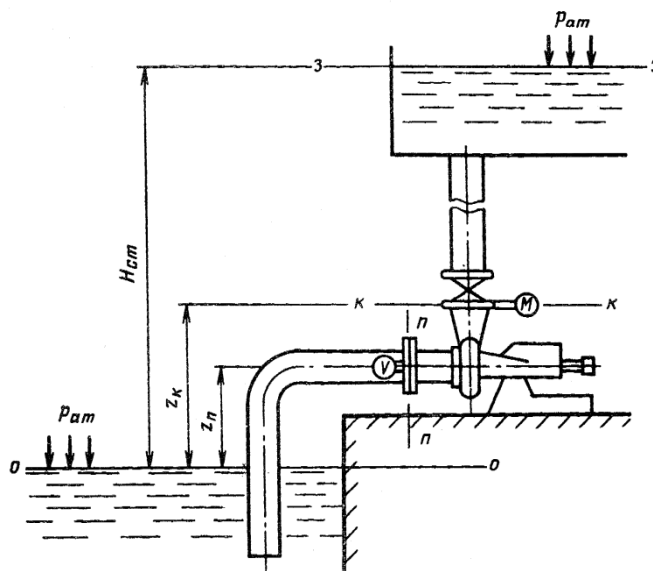


Рисунок 2.19 - Схема насосної установки

Питома енергія перекачуваної рідини у всмоктувальному патрубку насоса (перетин $n-n$, рис. 2.19)

$$E_1 = z_n + \frac{p_n}{\rho g} + \frac{v_n^2}{2g} \quad (2.4)$$

Питома енергія перекачуваної рідини на виході з насоса (перетин $k-k$)

$$E_2 = z_k + \frac{p_k}{\rho g} + \frac{v_k^2}{2g} \quad (2.5)$$

Отже, напір насоса

$$H = z_k + \frac{p_k}{\rho g} + \frac{v_k^2}{2g} - \left(z_n + \frac{p_n}{\rho g} + \frac{v_n^2}{2g} \right) \quad (2.6)$$

Позначивши $z_k - z_n = z$, отримаємо

$$H = z + \frac{p_k}{\rho g} - \frac{p_n}{\rho g} + \frac{v_k^2 - v_n^2}{2g} \quad (2.7)$$

Абсолютні тиски p_k та p_n можна визначити через

атмосферний тиск p_{am} та покази манометра p_M та вакуумметра p_V :

$$\begin{aligned}(p_k - p_{am}) &= p_M , \\ (p_{am} - p_n) &= p_V .\end{aligned}$$

Введемо позначення швидкостей: у всмоктувальному трубопроводі v_B ; у напірному – v_H . Тоді $v_n = v_B$ та $v_k = v_H$.

Після перетворень виразу (4.4) отримаємо

$$H = \frac{p_V}{\rho g} + \frac{p_M}{\rho g} + \frac{v_H^2 - v_B^2}{2g} + z \quad (2.8)$$

або

$$H = h_{ман} + h_{вак} + \frac{v_H^2 - v_B^2}{2g} + z \quad (2.9)$$

де $h_{ман} = p_M / \rho g$, $h_{вак} = p_V / \rho g$ – манометричний та вакуумметричний напори, м

Для випадку коли вісь насоса розташована нижче за рівень у вододжерелі (насос працює з підпором напір визначається так:

$$H = h_{ман.н} - h_{ман.в} + \frac{v_H^2 - v_B^2}{2g} + z \quad (2.10)$$

де $h_{ман.в}$, $h_{ман.н}$ – манометричні напори у всмоктувальному та напірному патрубках насоса, м.

За формулами, що містять p_M та p_V , напір насоса H можна визначити тільки на діючій установці, обладнаній манометром та вакуумметром. Використовувати цей вираз для розрахунку напору проектованої насосної установки не можна, оскільки тиски p_k та p_n є в цьому випадку шуканими величинами.

Застосуємо рівняння Бернуллі для перетинів 0–0 і n – n , враховуючи сумарні втрати напору між ними доданком $\sum h_{0-n}$:

$$z_0 + \frac{p_0}{\rho g} + \frac{v_0^2}{2g} = \left(z_n + \frac{p_n}{\rho g} + \frac{v_n^2}{2g} \right) - \sum h_{0-n} . \quad (2.11)$$

Потім складемо рівняння Бернуллі для перетинів k – k та 3–3 відносно горизонтальної площини порівняння 0–0 , до якої належить перетин 0–0 :

$$z_k + \frac{p_k}{\rho g} + \frac{v_k^2}{2g} = \left(z_3 + \frac{p_3}{\rho g} + \frac{v_3^2}{2g} \right) - \sum h_{k-3} . \quad (2.12)$$

Сумарні втрати напору між перетинами k – k та 3–3 враховні в рівнянні (2.11) доданком $\sum h_{k-3}$.

Вважаючи в рівняннях (2.10), (2.11) $v_0 = v_3 = 0$, $p_0 = p_3 = p_{atm}$ та з урахуванням виразів (2.2)-(2.4) матимемо:

$$H = H_{cm} + \sum h_{0-n} + \sum h_{k-3} , \quad (2.13)$$

або

$$H = H_{\Gamma} + \sum h_{вт.в} + \sum h_{вт.н} , \quad (2.14)$$

де H_{cm} – різниця рівнів води у вододжерелі та в напірному резервуарах, яку називають геометричним, або (геодезичним) напором H_{Γ} ; $\sum h_{0-n} = \sum h_{вт.в}$ – сумарні втрати напору у всмоктувальному трубопроводі; $\sum h_{k-3} = \sum h_{вт.н}$ – сумарні втрати напору в напірному трубопроводі.

Таким чином, напір насоса рівний сумі геодезичного напору і втрат напору (місцевих і по довжині), що виникають при русі рідини через систему всмоктуючих і напірних трубопроводів.

Якщо насос за одиницю часу піднімає з нижнього резервуару у верхній об'єм рідини масою m , то здійснювана ним робота буде рівна mgH (Дж). При подачі насоса Q (м³/с) маса піднятої за 1 с рідини становитиме $m = \rho Q$, а корисна потужність, (Вт)

$$N_{\kappa} = \rho g Q H , \quad (2.15)$$

або в кіловатах (кВт)

$$N_{\kappa} = \frac{\rho g Q H}{1000} . \quad (2.16)$$

Потужність, споживана насосом(або потужність на валу насоса $N_{\text{в}}$), повинна бути більшою корисної на величину втрат енергії, які виникають при русі рідини через насос:

$$N_{\text{в}} > N_{\kappa} \quad (2.17)$$

Ці втрати враховуються коефіцієнтом корисної дії:

$$\eta = \frac{N_{\kappa}}{N_{\text{в}}} . \quad (2.18)$$

ККД насоса враховує всі втрати, пов'язані з передачею насосом енергії перекачуваній рідині. Ці втрати діляться на гідравлічні, об'ємні і механічні.

Гідравлічні втрати енергії пов'язані з подоланням опорів при русі рідини усередині робочого колеса від входу до виходу. Вони складаються з вихрових втрат і втрат на тертя об направляючі поверхні.

Гідравлічні втрати ΔH враховуються гідравлічним ККД

$$\eta_{\Gamma} = \frac{H_{\Gamma} - \Delta H}{H_{\Gamma}} = \frac{H}{H_{\Gamma}} , \quad (2.19)$$

де H_{Γ} – теоретичною напір насоса.

Величину η_{Γ} можна визначити за формулою Міхайлова К.А.

$$\eta_{\Gamma} = 0,7 + 0,0835 \lg D_{1 \text{ пр}} , \quad (2.20)$$

або за формулою А.А Ломакіна

$$\eta_{\Gamma} = 1 - \frac{0,42}{(\lg D_{1 \text{ пр}} - 0,172)^2} , \quad (2.21)$$

$$\text{де } D_{1 \text{ пр}} = (4 \dots 4,5) \sqrt[3]{Q/n} .$$

Об'ємні втрати можна розділити на внутрішні і зовнішні. До внутрішніх відносяться втрати на перетікання рідини під дією різниці тиску через гідравлічні ущільнення між елементами насоса, що обертаються і нерухомими – з напірної зони в зону всмоктування та через гідродинамічну систему урівноваження осьової сили. До зовнішніх об'ємних втрат відносять витіки через ущільнення (в сальниках) на виході валу з корпусу.

Вказані втрати враховуються об'ємним ККД

$$\eta_{об} = \frac{Q}{Q_{\Gamma}} = \frac{Q_{\Gamma} - \Delta Q}{Q_{\Gamma}} , \quad (2.22)$$

де Q_{Γ} – теоретична подача робочого колеса; ΔQ – витіки рідини в насосі.

Об'ємний ККД можна визначити за формулою

$$\eta_{об} = \frac{1}{1 + 0,68 n_s^{-2/3}} . \quad (2.23)$$

Механічні втрати так само, як і об'ємні, можна розділити на внутрішні і зовнішні. До внутрішніх відносяться втрати на тертя зовнішніх поверхонь робочого колеса об рідину (дискове тертя); до зовнішніх – втрати на тертя в сальниках і підшипниках.

Механічні втрати враховуються механічним ККД

$$\eta_{\text{м}} = \frac{N_{\text{в}} - \Delta N}{N_{\text{в}}} , \quad (2.24)$$

де $N_{\text{в}}$ – потужність на валу насоса; ΔN – втрати потужності на механічні втрати.

Внутрішній механічний ККД:

$$\eta_{\text{вн.м}} = \frac{n_s^2}{n_s^2 + 820} . \quad (2.25)$$

Потужність насоса N за вирахуванням втрат потужності на механічні втрати ΔN чевидно, витрачається на підняття маси рідини $\rho g Q_{\Gamma}$ на висоту H_{Γ} , тобто, $N_{\text{в}} - \Delta N = \rho g Q_{\Gamma} H_{\Gamma}$. Враховуючи, що $Q_{\Gamma} = Q / \eta_{об}$, та $H_{\Gamma} = H / \eta_{\Gamma}$, то формулу (2.23) можна представити у вигляді

$$\eta_{\text{м}} = \frac{\rho g Q_{\Gamma} H_{\Gamma}}{N_{\text{в}}} = \frac{\rho g Q H}{\eta_{об} \eta_{\Gamma} N_{\text{в}}} \quad (2.26)$$

$$\eta_m = \frac{N - \Delta N}{N} = \frac{\rho g Q_T H_T}{N} = \frac{\rho g Q H}{\eta_{об} N} \quad (2.27)$$

Тоді ККД насоса

$$\eta = \frac{\rho g Q H}{N_B} = \eta_{об} \eta_{\Gamma} \eta_m, \quad (2.28)$$

тобто, він дорівнює добутку об'ємного, гідравлічного і механічного коефіцієнтів корисної дії.

ККД насосів із збільшенням їх геометричних розмірів збільшується.

Орієнтовні значення ККД насосів наведені на таблиці 2.2.

Таблиця 2.2 – Орієнтовні значення ККД насосів

Насоси	η	$\eta_{об}$	η_{Γ}	η_m
Малі ($Q < 0,2 \text{ м}^3/\text{с}$)	0,45...0,75	0,85...0,95	0,80...0,85	0,70...0,93
Великі ($Q > 0,2 \text{ м}^3/\text{с}$)	0,75...0,90	0,90...0,95	0,85...0,96	0,92...0,96

2.2.2. Основне рівняння лопатевих насосів

Для визначення результуючого моменту сил взаємодії лопатей робочого колеса з потоком рідини необхідно знати дійсне поле швидкостей в міжлопатевих каналах. Леонард Ейлер довів, що цей момент з достатньою точністю можна визначити на підставі закону зміни моменту кількості руху рідини до і після колеса за умови сталого відносного руху рідини в робочому колесі. Для виведення рівняння Ейлера припустимо: насос перекачує нев'язку рідину, число лопатей колеса нескінченно велике, кутова швидкість обертання робочого колеса ω – стала.

Закон про момент кількості руху формулюється так. Зміни моменту кількості руху маси рідини, що протікає між перетинами, відносно осі обертання, рівні сумі моментів зовнішніх сил, що діють на потік між цими перетинами, відносно цієї ж осі за той же проміжок часу.

Якщо абсолютна швидкість рідини при вході в робоче колесо насоса v_1 то момент кількості руху в цьому перетині щодо осі насоса (рис. 2.20)

$$M_{кр1} = \rho Q v_1 r_{ex} \quad . \quad (2.29)$$

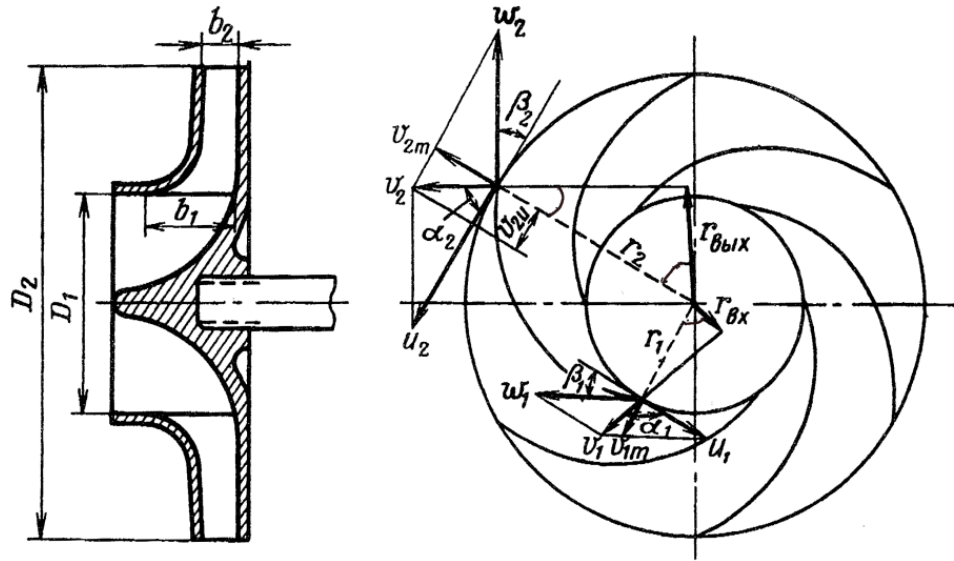


Рисунок 2.20 - Схема до висновку основного рівняння насосів

Момент кількості руху на виході з робочого колеса

$$M_{кр2} = \rho Q v_2 r_{ex} \quad . \quad (2.30)$$

За наведеним вище визначенням закону про момент кількості руху запишемо

$$\sum M = M_{кр2} - M_{кр1} = \rho Q (v_2 r_{ex} - v_1 r_{ex}) \quad (2.31)$$

Аналізуючи рисунок 2.20 запишемо

$$r_{ex} = \frac{D_1 \cos \alpha_1}{2} \quad \text{та} \quad r_{ex} = \frac{D_2 \cos \alpha_2}{2} \quad (2.32)$$

Підставивши значення r_{ex} і r_{ex} у рівняння (2.28) отримаємо

$$\sum M = \rho Q \left(\frac{v_2 D_2 \cos \alpha_2}{2} - \frac{v_1 D_1 \cos \alpha_1}{2} \right) \quad . \quad (2.33)$$

Це рівняння було отримане Л. Ейлером у 1754 р.

Всі зовнішні сили, що діють на масу рідини яка заповнює міжлопатеві канали робочого колеса, можна розділити на три групи:

- сили ваги, момент яких відносно осі обертання завжди рівний нулю, оскільки об'єми рідини, що розглядаються, є тілом обертання центр ваги якого знаходиться на осі обертання колеса, а отже, плече цих сил рівне нулю;
- сили тиску на поверхні контрольних перетинів, що проходять через вісь обертання, а отже, їх момент рівний нулю;
- сили на обтічних поверхнях робочого колеса – головним

чином це сили динамічної дії на протікаючу рідину з боку лопатей робочого колеса.

Таким чином, момент зовнішніх сил відносно осі обертання дорівнює моменту динамічної дії робочого колеса на протікаючу через нього рідину, тобто

$$\sum M = M_{p.k} \quad (2.34)$$

Відомо, що потужність, що передається рідині робочим колесом насоса, рівна

$$N = M_{p.k} \omega . \quad (2.35)$$

З іншого боку

$$N = \rho g Q H_{T\infty} . \quad (2.36)$$

Тоді

$$M_{p.k} \omega = \rho g Q H_{T\infty} , \quad (2.37)$$

де $H_{T\infty}$ – теоретичний напір, що створюється робочим колесом з нескінченним числом лопатей.

Підставивши у вирази (2.33) значення моменту за формулами (2.29) та (2.30) отримаємо

$$Q \omega \rho \left(\frac{v_2 D_2 \cos \alpha_2}{2} - \frac{v_1 D_1 \cos \alpha_1}{2} \right) = \rho g Q H_{T\infty} \quad (2.38)$$

З формули (2.34) після заміни $\frac{\omega D_1}{2} = u_1$, $\frac{\omega D_2}{2} = u_2$ і скорочення на Q отримаємо

$$H_{T\infty} = \frac{v_2 u_2 \cos \alpha_2 - v_1 u_1 \cos \alpha_1}{g} \quad (2.39)$$

Аналіз рівняння показує, що напір відцентрового насоса тим більший, чим більша переносна швидкість u_2 на виході. Це одночасно вказує на можливість підвищення напору шляхом збільшення діаметру D_2 або частоти обертання робочого колеса. При незмінних параметрах потоку на виході з робочого колеса напір насоса досягає максимуму при $\alpha_1 = 90^\circ$, тобто, при радіальному напрямі вектора швидкості v_1 . Тоді рівняння (2.35) набуде вигляду

$$H_{T\infty} = \frac{v_2 u_2 \cos \alpha_2}{g} \quad (2.40)$$

Стосовно осьових насосів рівняння (2.35) матиме вигляд

$$H_{T\infty} = \frac{u(v_2 \cos \alpha_2 - v_1 \cos \alpha_1)}{g} \quad (2.41)$$

Часто основне рівняння лопатевих насосів представляють в іншій формі.

Помножимо і розділимо праву частину виразу (2.37) на 2π . Тоді враховуючи (2.34) отримаємо

$$M_{p.k} = \frac{\rho Q \left(\frac{2\pi v_2 D_2 \cos \alpha_2}{2} - \frac{2\pi v_1 D_1 \cos \alpha_1}{2} \right)}{2\pi} \quad (2.42)$$

Величина $2\pi v D \cos \alpha / 2$ є циркуляцією швидкості Γ на колі діаметру D .

В результаті отримуємо вирази

$$M_{p.k} = \frac{\rho Q (\Gamma_2 - \Gamma_1)}{2\pi} \quad (2.43)$$

$$H_{T\infty} = \frac{\omega (\Gamma_2 - \Gamma_1)}{2\pi g} \quad (2.44)$$

Усі форми рівняння (2.38) є фундаментальною основою теорії лопатевих насосів і мають велике практичне значення.

Проте зазначені вище вирази для теоретичного напору отримані для спрощених (ідеалізованих) умов руху потоку в міжлопатевих каналах робочого колеса насоса. Дійсний же напір насоса H буде меншим теоретичного $H_{T\infty}$ через наявність гідравлічних втрат, що виникають при русі реальної рідини в робочому колесі та в елементах підведення і відведення, а також через кінечне число лопатей.

Припущення про нескінченно велике число тонких лопатей в застосуванні до робочого колеса насоса означає, що потік в міжлопатевих каналах осесиметричний. Це означає, що в кожній точці циліндрового перетину робочого колеса відносні швидкості однакові. Дійсний розподіл відносних швидкостей в каналах робочого колеса з кінечним числом лопатей не може бути осесиметричним через силову взаємодію між лопаттю і потоком. Для передачі тиску на робочих (опуклих) поверхнях лопатей відносні швидкості повинні бути меншими, ніж на тильних. А це можливо лише в тому випадку, якщо відносні швидкості з робочого боку лопаті менші, ніж з тильної.

Отже, при скінченному числі лопатей робочого колеса не всі частинки рідини отримують однакові прирости енергії. Викликане цією обставиною пониження напору враховується введенням поправочного коефіцієнта K_z до значення абсолютної швидкості на

виході з робочого колеса. Для визначення величини K_z можна скористатися формулою К. Пфлейдерера

$$K_z = \frac{1}{1+p}, \quad (2.45)$$

де

$$p = 2\psi/z \left(\frac{1}{1 - \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2} \right), \quad (2.46)$$

$$\psi = (0,55 \dots 0,65) + 0,6 \sin \beta_2. \quad (2.47)$$

При русі реальної рідини в робочому колесі насоса виникають втрати на тертя по довжині, подолання місцевих опорів (вхід в колесо, поворот, вихід з колеса і т.п.), а також втрати, пов'язані з так званим дифузорним ефектом.

Зменшення теоретичного напору унаслідок гідравлічних втрат оцінюється введенням гідравлічного ККД – η_g .

З урахуванням особливостей характеру течії реальної рідини в робочому колесі основне рівняння лопатевого насоса при осьовому підведенні прийме вигляд

$$H = \frac{K_z \eta_g v_2 u_2 \cos \alpha_2}{g}. \quad (2.48)$$

2.2.3 Подібність лопатевих насосів. Формули перерахунку і коефіцієнт швидкості

Зважаючи на складність руху рідини у проточній частині лопатевих насосів виникає необхідність при створенні сучасних гідромашин разом з розрахунковими, теоретичними методами вдаватися до випробувань в лабораторних і натурних умовах. Дослідження проєктованих насосів на моделях і розповсюдження отриманих результатів на натурні машини можливе на основі загальної теорії гідромеханічної подібності руху реальної рідини.

Гідромеханічна подібність ґрунтується на дотриманні геометричної, кінематичної і динамічної подібностей.

Геометрична подібність означає подібність всіх поверхонь, що обмежують і направляють потік. При моделюванні два насоси можуть вважатися геометрично подібними, якщо лінійні розміри одного з них (модель – M) в однакове число разів менші (більші) відповідних розмірів іншого (натура – N). Математично геометричну подібність можна представити так

$$\frac{D_H}{D_M} = \frac{b_H}{b_M} = a_l = \text{const} . \quad (2.49)$$

При геометричній подібності всі кути залишаються постійними. Для повної геометричної подібності необхідно, щоб відносна шорсткість $\frac{\Delta}{D}$ і відносні зазори $\frac{\delta}{D}$ були однакові для обох насосів. Проте виконати цю вимогу при моделюванні вдається не завжди.

Кінематична подібність означає, що відношення швидкостей частинок рідини, що беруть участь в русі, повинні бути рівні між собою, а траєкторії руху геометрично подібні. Стосовно насосів це означає подібність трикутників швидкостей у відповідних точках потоку. Такий режим називається *ізогональним*. Математичні умови кінематичної подібності можна записати так:

$$\frac{v_H}{v_M} = \frac{\omega_H}{\omega_M} = \frac{u_H}{u_M} = \frac{n_H D_H}{n_M D_M} = \text{const} \quad (2.50)$$

Динамічна подібність при дотримання умов геометричної і кінематичної подібності означає пропорційність сил, що діють у відповідних точках потоку. Якщо віднести до цих сил сили тиску, в'язкості, ваги і інерції – то динамічна подібність зводиться до рівності чисел Ейлера, Рейнольдса, Фруда, Струхаля:

$$Eu = \frac{p}{\rho v^2}; \quad Re = \frac{vd}{\nu}; \quad Fr = \frac{v^2}{gl}; \quad St = \frac{l}{tv}, \quad (2.51)$$

де l – характерний лінійний розмір; t – час.

Рівність всіх цих критеріїв для натури і моделі забезпечити не можна, оскільки необхідно змінити прискорення сили земного тяжіння (що неможливо, адже $g = \text{const}$) і кінематичну в'язкість ν (що важко виконати).

При напірному русі рідини в гідромашинах силами ваги можна знехтувати. Тому з визначальних критеріїв залишаються St і Re для лопатевих насосів, що перекачують воду. Впливом в'язкості на характеристики також можна знехтувати. Тоді для несталою в часі, періодичного руху рідини визначальним буде критерій гомохронності St . Приймаючи $n = t$, отримаємо $St = nl/\nu$. Або при $\ell = D_2$

$$St = \frac{D_{2H} n_H}{\nu_H} = \frac{D_{2M} n_M}{\nu_M}, \quad (2.52)$$

де n – частота обертання робочого колеса.

Звідси отримуємо основне співвідношення для масштабу швидкостей

$$\frac{v_H}{v_M} = \frac{D_{2H} n_H}{D_{2M} n_M}. \quad (2.53)$$

Це співвідношення отримане за умови кінематичної подібності. Таким чином, при моделюванні лопатевих насосів тих, що перекачують рідини, досить дотримувати лише закони геометричної і кінематичної подібності.

Формули перерахунку. Розглянемо геометрично подібні однотипні насоси з робочими колесами діаметрами D_H і D_M , що обертаються з частотами n_H і n_M і які створюють напори H_H і H_M та забезпечують подачу Q_H і Q_M .

Відповідно до основного рівняння лопатевих насосів напори для цих коліс визначаються формулами:

$$H_H = \frac{K_H \eta_{гH} v_{2H} u_{2H} \cos \alpha_{2H}}{g} \quad (2.54)$$

$$H_M = \frac{K_M \eta_{гM} v_{2M} u_{2M} \cos \alpha_{2M}}{g} \quad (2.55)$$

Відношення цих напорів

$$\frac{H_H}{H_M} = \frac{K_H v_{2H} u_{2H} \cos \alpha_{2H} \eta_{гH}}{K_M v_{2M} u_{2M} \cos \alpha_{2M} \eta_{гM}} \quad (2.56)$$

Виходячи з умов геометричної подібності, можна вважати, що $K_H = K_M$, $\alpha_{2H} = \alpha_{2M}$. Замінивши відношення u_2 і v_2 відношенням добутків nD , отримаємо

$$\frac{H_H}{H_M} = \left(\frac{n_H D_H}{n_M D_M} \right)^2 \frac{\eta_{гH}}{\eta_{гM}} \quad (2.57)$$

Подача насоса рівна добутку площі вихідного перетину робочого колеса, радіальної складової абсолютної швидкості v_m та об'ємного ККД. Тоді:

$$\frac{Q_H}{Q_M} = \frac{\psi_H \pi b_{2H} D_{2H} \sin \alpha_{2H} \eta_{обH} v_{2mH}}{\psi_M \pi b_{2M} D_{2M} \sin \alpha_{2M} \eta_{обM} v_{2mM}} \quad (2.58)$$

Замінюючи відношення швидкостей відношенням $\frac{n_H D_H}{n_M D_M}$, а також враховуючи, що $\frac{b_{2H}}{b_{2M}} = \frac{D_{2H}}{D_{2M}}$ отримаємо

$$\frac{Q_H}{Q_M} = \frac{n_H}{n_M} \left(\frac{D_H}{D_M} \right)^3 \frac{\eta_{об\ H}}{\eta_{об\ M}} \quad (2.59)$$

Потужність насоса змінюється пропорційно добутку Q і H . Підставляючи замість Q і H відповідно величини з рівнянь (2.46) і (2.47), отримаємо

$$\frac{N_H}{N_M} = \left(\frac{n_H}{n_M} \right)^3 \left(\frac{D_H}{D_M} \right)^5 \frac{\eta_{г\ H} \eta_{об\ H} \eta_H}{\eta_{г\ M} \eta_{об\ M} \eta_M} \quad (2.60)$$

Формули (2.46) і (2.48) дають можливість з достатньою точністю перерахувати основні параметри проектного насоса при відомих параметрах насоса-аналога. Для перерахунку ККД насоса з моделі на натуру запропоновано декілька формул, але поширення вони не набули. Причина цього полягає в тому, що у лопатевих насосів значення ККД в основному визначається об'ємними і механічними втратами. Тому перерахунок ККД з моделі на натуру без розділення його на складові не виправдовує себе. При малій відмінності n_H від n_M і D_H від D_M з деяким наближенням можна прийняти рівними значення η_H і η_M . Завдяки цьому формули перерахунку можна представити у такому вигляді:

$$\frac{H_H}{H_M} = \left(\frac{n_H}{n_M} \right)^2 \left(\frac{D_H}{D_M} \right)^2 \quad (2.61)$$

$$\frac{Q_H}{Q_M} = \frac{n_H}{n_M} \left(\frac{D_H}{D_M} \right)^3 \quad (2.61^*)$$

$$\frac{N_H}{N_M} = \left(\frac{n_H}{n_M} \right)^3 \left(\frac{D_H}{D_M} \right)^5 \quad (2.61^{**})$$

Якщо один і той же насос (тобто, $D_H = D_M$) працює при різних частотах обертання n_1 і n_2 , формули перерахунку приймуть такий вигляд:

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^2 \quad (2.62)$$

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2} \quad (2.62^*)$$

$$\frac{N_1}{N_2} = \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^3 \quad (2.62^{**})$$

Ці формули називаються **формулами пропорційності**.

Коефіцієнт швидкохідності. Одні і ті ж подача і напір можуть бути отримані від насосів з різною частотою обертання. При цьому міняються конструкція робочих коліс, проточна частина і їх розміри. Для порівняння лопатевих насосів різних типів використовують коефіцієнт швидкохідності.

Коефіцієнтом швидкохідності насоса n_s називається частота обертання еталонного насоса, геометрично подібного до того, що розглядається, але таких розмірів, при яких, працюючи в тому ж режимі з напором 1 м, він має подачу 0,075 м³/с (75 л/с).

Для отримання математичного виразу коефіцієнта швидкохідності скористаємося першою і другою формулами (2.49), які запишемо у вигляді:

$$\frac{H}{1} = \left(\frac{n}{n_s}\right)^2 \left(\frac{D}{D_s}\right)^2 \quad (2.63)$$

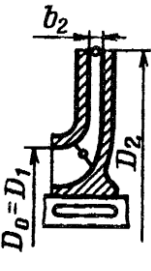
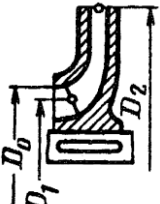
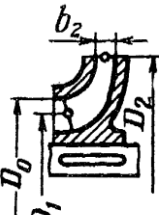


$$Q/0,075 = (n/n_s)(D/D_s)^3 \quad (2.64)$$

Виключивши з цих виразів відношення D/D_s отримаємо

$$n_s = 3,65n\sqrt{Q/H^{3/4}} \quad (2.65)$$

Коефіцієнт швидкохідності визначається при максимальному ККД насоса. Для насосів з двостороннім входом у формулу (2.51) замість Q підставляють $Q/2$. Для багатокісних насосів у формулу (2.51) підставляють напір, що створюється одним колесом.

Таблиця 2.3 – Зміна форми робочого колеса від швидкохідності

Робоче колесо	Колесо відцентрового насоса			Колесо діагонального насоса	Колесо пропеллерного насоса
	тихохідне	нормальне	швидкохідне		
					
n_s	40...80	80...150	150...300	300...600	600...1200
D_2/D_0	$\approx 2,5$	$\approx 2,0$	$\approx 1,8...1,4$	$\approx 1,2...1,1$	$\approx 0,8...1,0$

Якщо для еталонного насоса прийняти $Q = 1$ м³/с і $H = 1$ м, то

замість формули (2.51) отримаємо вираз

$$n_y = n\sqrt{Q}/H^{3/4} \quad (2.66)$$

Відповідно до рекомендацій міжнародного стандарту ISO 2548 поряд з n_s та n_y буде застосовуватися і коефіцієнт конструкції насоса k_k значення якого визначаються за формулою

$$k_k = 2\pi n Q^{\frac{1}{2}} / (gH)^{3/4} . \quad (2.67)$$

З часом цей коефіцієнт замінить n_s і n_y . Коефіцієнт конструкції k_k і коефіцієнт швидкохідності n_s пов'язані між собою залежністю

$$k_k = 0,031n_s \quad (2.68)$$

Аналіз формули (2.51) показує, що зі збільшенням напору при постійних n і Q коефіцієнт швидкохідності зменшується. В той же час при збільшенні Q і постійних H і n коефіцієнт швидкохідності n_s зростає. Отже, тихохідні насоси мають більший напір і порівняно невелику подачу, а швидкохідні — менший напір і велику подачу. Величина n_s визначає форму робочого колеса (таблиця 2.3). При збільшенні коефіцієнта швидкохідності відношення D_2/D_0 зменшується.

2.2.4. Кавітація в насосах. Допустима висота всмоктування

Явище кавітації є процес порушення суцільності потоку рідини, який відбувається там, де тиск, знижуючись, досягає тиску насиченої пари рідини. Цей процес супроводжується утворенням великого числа бульбашок, наповнених парою рідини і розчиненими в рідині газами, що виділилися з неї. Попадаючи в області зниженого тиску, бульбашки об'єднуються, перетворюючись на великі міхури - каверни. Поток рідини каверни зносяться в область підвищеного тиску, де руйнуються унаслідок конденсації заповнюючої їх пари. При цьому оточуюча їх рідина рухається до центру зникаючої паро-газової бульбашки із значними швидкостями. У центрі конденсації кожної каверни відбувається зіткнення частинок рідини її оболонки, що викликає гідравлічні удари. Дослідами встановлено, що, коли міхури

лопаються, суттєво (іноді в тисячі разів) підвищуються місцевий тиск і місцева температура.

Про початкову стадію розвитку кавітації в насосі можна судити по сухому тріску у вхідній частині насоса. У міру розвитку кавітації шум збільшується, з'являється вібрація, знижуються гідроенергетичні параметри насоса (подача, напір), зменшується ККД і може наступити зрив роботи насоса через зменшення щільності перекачуваного середовища.

Якщо міхури лопаються на поверхні робочого колеса або корпусу, гідравлічні удари багаторазово (з частотою до 1000 Гц) бомбардують цю поверхню і починають руйнувати її. Робочі поверхні колеса і корпусу насоса стають губчастими. Це явище називається **кавітаційною ерозією**. Одночасно з кавітаційною ерозією відбуваються корозія металу і електролітичні явища, що істотно прискорює процес руйнування робочих поверхонь. Інтенсивність руйнувань буває вельми високою, що вимагає частих ремонтів, заміни робочих органів і істотно здорожує експлуатацію насосів.

В умовах виникнення кавітації відбувається руйнування практично будь-яких матеріалів. Краще чинять опір матеріали, що мають, крім механічної міцності, певну в'язкість (мідь, бронза, неіржавіюча сталь).

Поверхні, зруйновані кавітацією, відновлюють наплавленням електродами з неіржавіючої сталі з подальшою шліфовкою; покриттям спрацьованих місць шарами епоксидних смол, емалей.

Причинами пониження тиску на вході в насос можуть бути: високе розташування насоса по відношенню до рівня води у вододжерелі; підвищення швидкості потоку унаслідок збільшення подачі насоса при підйомі рівня у водо джерелі; підвищення частоти обертання робочого колеса; пуску насоса при відкритій засувці на напірній лінії і спорожненому напірному трубопроводі; зростання гідравлічних втрат у всмоктувальній лінії; підвищення температури перекачуваної рідини. Знаючи причини загального і місцевого пониження тиску, можна визначити і шляхи їх усунення.

Першою і головною умовою усунення кавітації є правильне призначення допустимої геометричної висоти всмоктування

$$h_{г.вс} = H_{доп}^{вс} - \frac{v_{в}^2}{2g} - \sum h_{вт.в} \quad (2.69)$$

де $H_{доп}^{вс}$ - допустима вакуумметрична висота всмоктування, м; визначається по характеристиці насоса; $v_{в}$ - швидкість руху рідини

у всмоктувальному трубопроводі, м/с; $\sum h_{\text{вт.в}}$ - сума втрат напору у всмоктувальному трубопроводі, м. Залежно від конструкції лопатевого насоса геометричну висоту всмоктування вимірюють (визначають) по різному. Для горизонтальних насосів $h_{\text{г.вс}}$ - це різниця відміток осі насоса і мінімального рівня рідини у вододжерелі. Для насосів з вертикальним валом $h_{\text{г.вс}}$ відлічується від середини вхідних кромок лопатей робочого колеса до вільної поверхні рідини у вододжерелі. Для осьових вертикальних насосів $h_{\text{г.вс}}$ відлічується від осі розвороту лопатей до рівня води у вододжерелі.

Проте геометрична висота всмоктування, що визначена за формулою (2.55) і визначає компоновальне рішення насосної станції, не дає можливості чисельно оцінити ступінь розвитку кавітації. Тому для порівняння кавітаційних якостей насосів, кількісної оцінки ступеня розвитку кавітації користуються так званим кавітаційним запасом Δh . Кавітаційний запас Δh - це перевищення питомої енергії на вході в насос над енергією, що відповідає тиску насиченої пари перекачуваної рідини:

$$\Delta h = E_1 - \frac{p_{\text{н.р}}}{\rho g} = \frac{p_{\text{в}}}{\rho g} + \frac{v_{\text{в}}^2}{2g} - \frac{p_{\text{н.р}}}{\rho g} \quad (2.70)$$

де $p_{\text{в}}$ - абсолютний тиск на вході в насос. Величина Δh залежить від типу і конструкції насоса. Для кожного типу насосів експериментально встановлюється значення мінімального (критичного) кавітаційного запасу $\Delta h_{\text{кр}}$. Умовилися за величину $\Delta h_{\text{кр}}$ приймати той кавітаційний запас, при якому зниження напору насоса при кавітації досягає 2% номінального за відсутності явища кавітації.

Заводи-виготівники насосів приводять в каталогах значення допустимого кавітаційного запасу

$$\Delta h_{\text{дон}} = k \Delta h_{\text{кр}} \quad (2.71)$$

де k - коефіцієнт запасу, що приймається залежно від конструкції, типу і призначення насоса, рівним 1,1...1,5

На підставі досліджень і узагальнення дослідних даних С.С. Руднєвим отримана залежність для визначення критичного кавітаційного запасу

$$\Delta h_{\text{кр}} = 10 \left(\frac{n \sqrt{Q}}{C_{\text{кр}}} \right)^{\frac{4}{3}} \quad (2.72)$$

де $C_{\text{кр}}$ - стала, залежна від конструктивних особливостей

насоса (кавітаційний коефіцієнт швидкохідності) рівна

$$C_{kp} = \frac{5,62n\sqrt{Q}}{\Delta h^{3/4}} \quad (2.73)$$

Q – подача m^3/c (для робочих коліс двостороннього входу у формулу слід підставити $Q/2$).

Таблиця 2.4 – Кавітаційний коефіцієнт швидкохідності
відцентрових насосів

n_s	50...70	71...80	81...150	151...250
C_{kp}	600...750	800	800...1000	1000...1200

Стандартом ISO2548 введено дещо інше поняття кавітаційного запасу. У цьому документі введено термін "сумарний напір всмоктування при нагнітанні (при роботі насоса). Цей термін позначається (NPSH). Математично NPSH виражається так

$$(NPSH) = z_1 + \frac{p_{\text{в}}^1}{\rho g} + \frac{v^2}{2g} + \frac{p_a}{\rho g} - \frac{p_{\text{п.р}}}{\rho g} \quad (2.74)$$

де z_1 – відстань від площини входу до осі робочого колеса; $p_{\text{в}}^1$ – надлишковий тиск на вході в насос.

На вході в насос тиск $p_{\text{в}}^1$ як правило, є відємною величиною. Порівнюючи вирази $(NPSH)$ з формулою (2.56), що визначає кавітаційний запас, легко переконається, що вони відрізняються тільки наявністю члена z_1 , який враховує різницю геометричних висот центру ваги вхідного патрубку насоса і робочого колеса. Для крупних насосів ця величина може бути істотною. У каталогах на графічних характеристиках насосів зарубіжних фірм приводяться значення критичного $(NPSH)$. Коефіцієнти запасу до цих значень $(NPSH)$ призначають залежно від умов роботи насоса і необхідної надійності насосної установки. Використовуючи рівняння (2.55) і вираз для

$$H_{\text{доп}}^{\text{васк}} = \frac{p_{am}}{\rho g} - \frac{p_{\text{п.р}}}{\rho g} + \Delta h + \frac{v^2}{2g} \quad \text{можна встановити зв'язок між}$$

кавітаційним запасом і геометричною висотою всмоктування:

$$h_{\text{г.вс}} = \frac{p_{am}}{\rho g} - \frac{p_{\text{п.р}}}{\rho g} + \Delta h_{kp} - \sum h_{\text{вт.в}}, \quad (2.75)$$

або

$$h_{\text{г.вс}} = h_{am} - h_{\text{п.р}} - \Delta h_{kp} - \sum h_{\text{вт.в}}, \quad (2.76)$$

де h_{am} – напір відповідний атмосферному тиску, м.в.ст., перекачуваної рідини; $h_{п.р}$ – напір, що відповідає тиску насиченої пари перекачуваної рідини, м.в.ст.

Допустима геометрична висота всмоктування визначається за виразом:

$$h_{г.вс}^{\partial on} = h_{am} - h_{п.р} - \Delta h_{\partial on} - \sum h_{вт.в} \quad (2.77)$$

Значення напору h_{am} , що відповідає атмосферному тиску залежно від розташування місцевості над рівнем моря наведено в таблиці 2.5.

Таблиця 2.5 – Значення приведеної висоти атмосферного тиску залежно від розташування місцевості над рівнем моря

Висота над рівнем моря, м	60	110	200	300	400	500	600	800	1000
h_{am} , м. в. ст	11,3	10,3	10,2	10,1	10	9,8	9,7	9,6	9,4

Для поліпшення кавітаційних властивостей насосів, удосконалюють форми вхідних елементів лопатей робочого колеса, застосовують робочі колеса двостороннього входу, робочі колеса з, так званим, «розширеним входом».

2.3. Характеристики і режими роботи лопатевих насосів

2.3.1 Характеристики насосів

Характеристикою насоса називається графічна залежність напору H потужності N і коефіцієнта корисної дії η від подачі насоса Q при постійній частоті обертання ($n = const$).

Для побудови теоретичної напірно-витратної характеристики скористуємося основним рівнянням лопатевого насоса

$$H_{т\infty} = \frac{v_2 u_2 \cos \alpha_2}{g} = \frac{u_2 v_{2u}}{g} \quad (2.78)$$

Теоретична подача насоса

$$Q_{т\infty} = \pi D_2 b_2 v_{2m} \psi_2, \quad (2.79)$$

$$v_{2m} = \frac{Q_{т\infty}}{\pi D_2 b_2 \psi_2} \quad (2.80)$$

З трикутників швидкостей слід $(v_{2u})_{\infty} = u_2 - v_{2m} \operatorname{ctg} \beta_2$, або

$$v_{2u} = u_2 - \frac{Q_{T\infty} \operatorname{ctg} \beta_2}{\pi D_2 b_2 \psi_2} \quad (2.81)$$

Підставивши отримане значення v_{2u} будемо мати

$$H_{T\infty} = \frac{u_2^2}{g} - \frac{Q_{T\infty} u_2 \operatorname{ctg} \beta_2}{\pi D_2 b_2 \psi_2} \quad (2.82)$$

При постійній частоті обертання $n = \text{const}$ окружна швидкість u_2 теж постійна. Для кожного насоса D_2 , b_2 і $\operatorname{ctg} \beta_2$ також є постійними величинами.

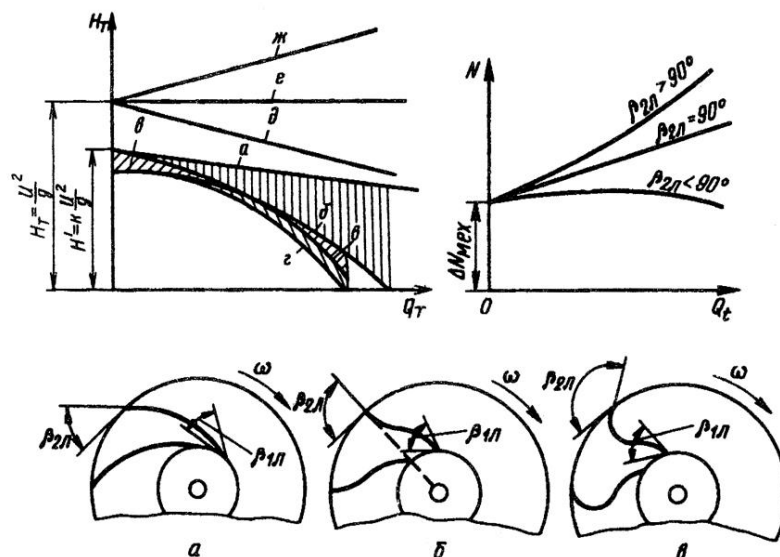
Тоді, позначивши $A = \frac{u_2^2}{g}$, $B = \frac{u_2 \operatorname{ctg} \beta_2}{\pi g D_2 b_2 \psi_2}$ отримаємо

$$H_{T\infty} = A - B Q_{T\infty} \quad (2.83)$$

Отже, залежність $H_{T\infty}$ від $Q_{T\infty}$ виражається рівнянням першого ступеня, яке в цих координатах графічно зображується прямими лініями. Нахил цих прямих залежить від кутового коефіцієнта B , що є функцією кута β_2 .

Проаналізуємо напірні характеристики при $\beta_2 < 90^\circ$, $\beta_2 = 90^\circ$ і $\beta_2 > 90^\circ$.

При $\beta_2 < 90^\circ$ (лопаті відігнуті назад) $\operatorname{ctg} \beta_2 > 0$, тому з ростом подачі напір зменшується. Графік залежності теоретичного напору від подачі направлений похило вниз (рис. 2.21, лінія д).



а – лопаті відігнуті назад ($\beta_2 < 90^\circ$), б – лопаті радіальні ($\beta_2 = 90^\circ$);
в – лопаті відігнуті вперед ($\beta_2 > 90^\circ$)

Рисунок 2.21 - Теоретичні напірні і енергетичні характеристики для різних форм лопатей

При $\beta_2 = 90^\circ$ (лопаті спрямовані радіально) $\operatorname{ctg} \beta_2 = 0$ і другий член рівняння (2.66) стає рівним нулю. Графік напір-подача

– пряма паралельна осі абсцис (рис. 2.21, лінія e).

При $\beta_2 > 90^\circ$ (лопаті загнуті вперед) $\operatorname{ctg}\beta_2 < 0$, другий член рівняння (2.61) змінить знак мінус на плюс. Графік залежності $H_{T\infty}$ від $Q_{T\infty}$ зображується висхідною прямою (рис. 2.21, лінія $ж$).

На рисунку 2.21 показана графічна інтерпретація рівняння (2.66) для різних значень кута β_2 .

Як видно з рисунка 2.21 робочі колеса з лопатями, загнутими вперед, створюють більший тиск, ніж колеса з лопатями загнутими назад. Однак перетворення динамічного тиску, створюваного такими лопатями, в статичний пов'язано з великими гідравлічними втратами. Тому, як правило, робочі колеса відцентрових насосів виготовляють з лопатями загнутими назад ($\beta_2 < 90^\circ$). Кут $\beta_2 = 4...50^\circ$ (часто $\beta_2 = 30^\circ$).

Для отримання дійсної характеристики насоса необхідно ввести поправки на гідравлічні, об'ємні, механічні втрати і на скінченне число лопатей.

Теоретичний напір при скінченному числі лопатей теоретичний напір буде меншим теоретичного напору при нескінченному числі лопатей $H_{T\infty}$. Це зменшення враховується поправочним коефіцієнтом k . Тому лінія теоретичної характеристики $H_{T\infty} - Q_T$ (пряма a) знизиться і відсіче на осі ординат відрізок $\frac{ku_2^2}{g}$.

Для переходу від теоретичної напірної характеристики до дійсної необхідно врахувати втрати напору всередині робочого колеса насоса і витоки. Втрати від тертя в каналах робочого колеса графічно відобразяться параболою.

При зміні подачі вхід на лопаті не буде безударним. Тому з'являться втрати на ударний вхід на лопаті робочого колеса (рис. 2.21, крива $б$). У відповідності з рівнянням Бернуллі для збільшення статичного напору необхідно значно зменшити швидкість потоку у вихідному патрубку. Таке зменшення швидкості супроводжується втратами.

Крім розглянутих втрат у насосі, мають місце об'ємні втрати, пов'язані з витоками рідини через ущільнення.

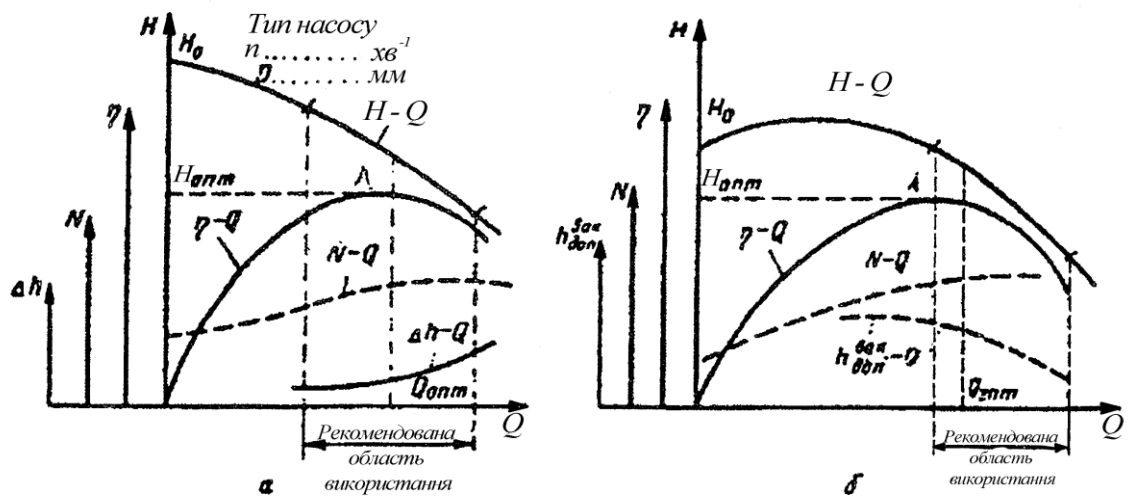
Механічні втрати (втрати на тертя дисків колеса об рідину, втрати на тертя в сальниках і підшипниках) майже не впливають на характеристику насоса, тому вони тут не розглядаються.

Однак побудова теоретичної характеристики насосів за відомими їх конструктивними розмірами пов'язане з великими труднощами. Тому на практиці користуються характеристиками насосів, одержаними в результаті **параметричних випробувань**.

Виготовлені на заводі насоси (або їх моделі) піддають спеціальним випробуванням для виявлення залежності напору, потужності на валу, ККД від подачі при певному діаметрі робочого колеса і сталій частоті його обертання.

Параметричні випробування проводять на спеціальному стенді, обладнаному приладами для вимірювання витрати перекачуваної рідини, тиску у всмоктувальному і нагнітальному патрубках, потужності на валу. Отримані при випробуваннях подача, напір, потужність і обчислені за ними ККД насоса відображають графічно. Так отримують напірну характеристику насоса, тобто залежність напору від подачі, і енергетичні характеристики: залежності потужності на валу насоса і ККД від подачі. Всі ці характеристики будують на одному графіку при певній постійній частоті обертання. На цю загальну характеристику наносять лінії допустимого кавітаційного запасу $\Delta h_{\text{доп.}}$. Режим роботи насоса, що характеризується максимальним ККД визначає **оптимальні робочі параметри насоса** $Q_{\text{опт}}$, $H_{\text{опт}}$ и $N_{\text{опт}}$.

Хвилястими лініями на характеристиці виділений робочий інтервал насоса з найбільшим ККД. На ній також вказується частота обертання вала, якій відповідає дана характеристика. Для відцентрових насосів розрізняють такі типи напірних характеристик: стабільну (рис. 2.22, а) і западаючу, нестабільну (рис. 2.22, б). Ліва частина від точки максимуму напору на западаючій напірній характеристиці відповідає **області нестійкої роботи насоса**.



а – стабільна (падаюча), б – нестабільна

Рисунок 2.22 - Типи параметричних характеристик к відцентрових насосів

Причиною западання напірної характеристики є виникаючий на режимах малих подач перед входом в робоче колесо кільцевий вихор, який внаслідок в'язкості рідини передає закрутку основному потоку, тим самим зменшуючи напір. Такі характеристики властиві насосів з коефіцієнтом швидкохідності $n_s < 100$.

Напірна характеристика відрізняється крутизною, яка визначається відношенням

$$R_x = \frac{H_0 - H_{опт}}{H_{опт}} 100\% \quad (2.84)$$

де H_0 — напір при $Q = 0$; $H_{опт}$ — напір при максимальному ККД.

При крутизні 8 ... 12 % характеристики вважаються пологими, при 12...25 % — середніми, а при 25...30 % — крутими. Вид характеристики вибирається виходячи з експлуатаційних умов роботи насоса (коливання рівня води в вододжерелі, вимоги до сталості подачі і т. д.).

Для спрощених комп'ютерних розрахунків напірну характеристику можна виразити рівнянням виду[39]:

$$H = H_0 - \alpha Q^2 \text{ або } H = H_0 - a_1 Q - b Q^2. \quad (2.85)$$

Характеристики діагональних і осьових насосів якісно збігаються з характеристиками відцентрових насосів. Відрізняються лише більш швидким зниженням напору і появленням «сідла» із збільшенням подачі. На рис 2.23 приведена характеристика осьового насоса, на якій тонкими лініями позначені напірні характеристики при різних кутах установки лопатей робочого колеса: потовщеними лініями лінії рівного ККД, а штриховими —

кавітаційний запас.

Осьові насоси слід експлуатувати на режимах в межах зони, обмеженої на характеристиках жирною лінією. Для того щоб режимна точка не потрапила в область, яка не забезпечена потужністю комплектуючих двигунів, на характеристику нанесені лінії обмеження потужності. Крім зазначеного, лінія I на характеристиці обмежує пусковий напір.

Напірна характеристика діагональних насосів багато в чому аналогічна характеристиці осьового насоса.

Напірні характеристики відцентрового і осьових насосів мають відмітні особливості, які визначаються впливом при малих подачах втрат гідравлічного гальмування.

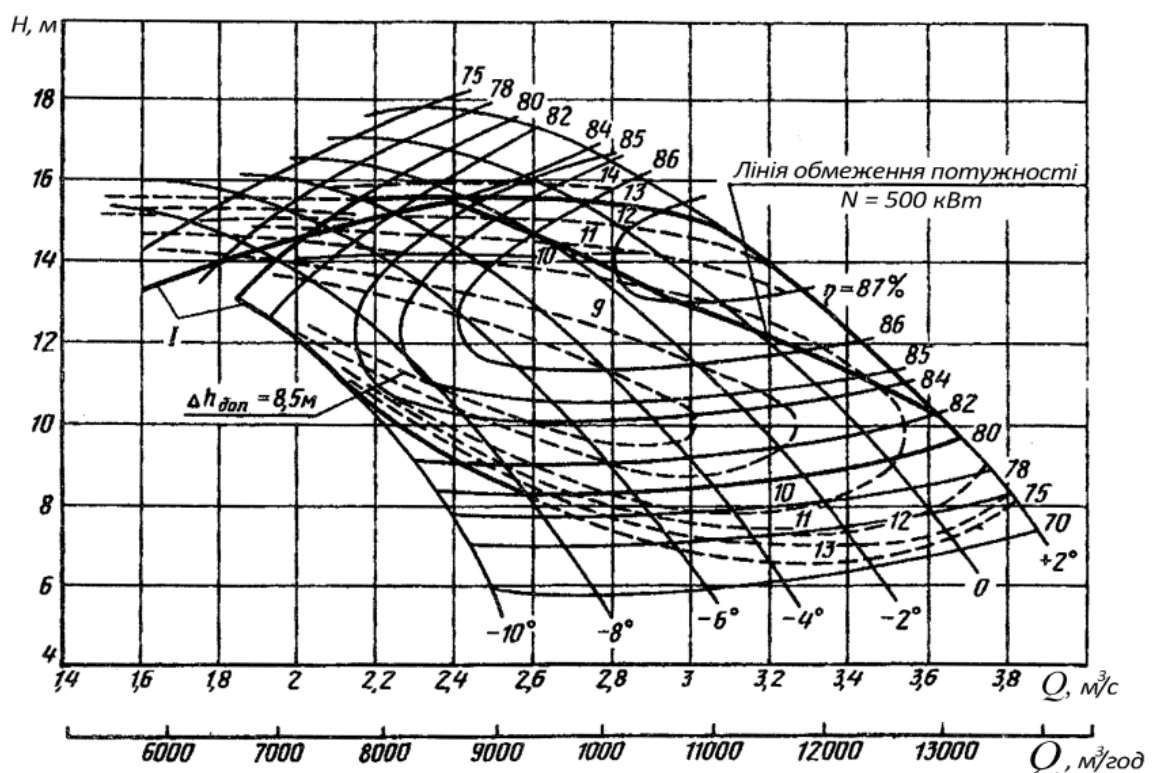


Рисунок 2.23 - Універсальна характеристика осьового насоса

Для відцентрових насосів при нульовій подачі потужність на валу насоса мінімальна (близько 40 ... 60 % $N_{онт}$), а із збільшенням подачі зростає. У осьових насосів потужність на валу досягає максимуму при нульовій подачі (засувка на нагнітальному трубопроводі замкнута) і із збільшенням подачі зменшується. Ці особливості осьових і відцентрових насосів необхідно враховувати при пуску їх у роботу. Відцентрові насоси пускають в роботу, при заповненні його корпусу водою і при закритій засувці на напірному трубопроводі, а осьові насоси запускають при відкритій засувці на

напірній трубі. Крім розглянутих вище характеристик, одержуваних в результаті параметричних випробувань, використовуються універсальні характеристики (зміна параметрів в залежності від частоти обертання), повні, характеристики у чотирьох квадрантах і характеристики в безрозмірних коефіцієнтах.

2.3.2 Зміна характеристик насоса при зміні частоти обертання і геометричних розмірів робочого колеса

У виробничих умовах виникає необхідність перерахунку робочих характеристик лопатевого насоса на іншу частоту обертання робочого колеса при $D_2 = \text{const}$. Такий перерахунок проводиться за формулами закону пропорційності (2.50).

Виключаючи з першого та другого рівнянь (2.50) частоту обертання, отримуємо рівняння параболи з вершиною в початку координат, що проходить через точку А з координатами Q_A і H_A :

$$H_1 = \frac{H Q_1^2}{Q^2} = \alpha Q_1^2, \quad (2.86)$$

$$\text{де } \alpha = \frac{H}{Q^2} = \text{const}.$$

Парабола $OA_i A_3 A_2 A_1 A$ (рис. 2.24) являє собою геометричне місце точок, що визначають режими роботи насоса, подібні режиму в точці А, і називається **параболою подібних режимів**. Перерахунок інших точок характеристики $H-Q$ що відповідає частоті обертання n , на частоти обертання n_1, n_2, \dots, n_i , дасть точки $B_1, B_2, \dots, B_i, C_1, C_2, \dots, C_i$ і т.д., які розташуються відповідно на параболі $OC_i C_3 C_2 C_1$. Сполучаючи точки A_1, B_1, C_1 плавною кривою, одержуємо характеристику H_1-Q насоса для частоти обертання n_1 . Повторюючи подібні операції для інших точок, отримуємо відповідно характеристики H_2-Q, \dots, H_i-Q (рис. 2.24).

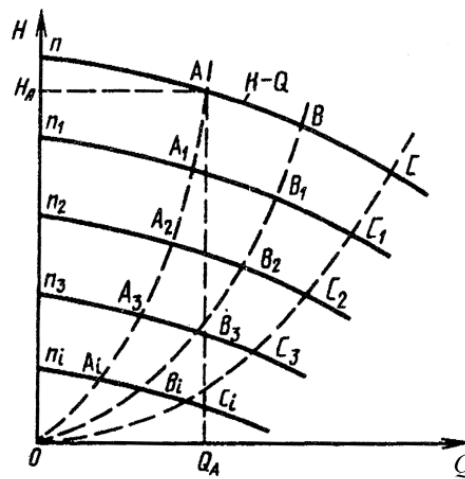


Рисунок 2.24 - Характеристики відцентрового насоса при зміні частоти обертання

Параболи подібних режимів є і лініями постійного ККД. Насправді насос не зберігає постійності ККД, оскільки із збільшенням частоти обертання зростають швидкість потоку а пропорційно її квадрату гідравлічні втрати.

Оскільки при подібних режимах напір пропорційний квадрату частоти обертання, то для перерахунку допустимого кавітаційного запасу маємо залежність

$$\Delta h_{кр1} = \Delta h_{кр} \left(\frac{n_1}{n} \right)^2 . \quad (2.87)$$

Враховуючи, що допустима висота всмоктування насоса пов'язана з допустимим кавітаційним запасом Δh залежністю:

$$H_{доп}^{вак} = 10 - \Delta h , \quad (2.88)$$

отримуємо вираз для перерахунку на іншу частоту обертання допустимої вакуумметричної висоти всмоктування

$$H_{доп}^{вак} = 10 - (10 - H_{доп}^{вак}) \left(\frac{n_1}{n} \right)^2 , \quad (2.89)$$

де $H_{доп}^{вак}$ — допустима вакуумметрична висота всмоктування при частоті обертання n ; $h_{ат} = 10$ м.в.ст. для випадку перекачування насосом холодної води (температура $+ 4^{\circ}\text{C}$; $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$) при $p_{ат} = 1 \text{ кгс/см}^2$.

Зазначимо, що робота насоса допускається тільки із зниженою частотою обертання, а роботу з підвищеною більш ніж на 10...15 % частотою обертання необхідно погоджувати із заводом виробником.

На практиці іноді доводиться визначати частоту обертання насоса при заданих значеннях Q_B і H_B по напірній характеристиці насоса при певній частоті обертання n .

При цьому точка B із заданими координатами Q_B і H_B лежить зовні кривої $Q-H$. (рис 2.25). Провівши через точку B параболу подібних режимів $H = \frac{H_B}{Q_B^2} Q^2$ отримаємо точку A на перетині її з характеристикою $Q-H$ насоса.

Знаючи координати точки A , за формулою $n_B = \frac{n_{Qn}}{Q_A}$ можна визначити шукану частоту обертання робочого колеса насоса.

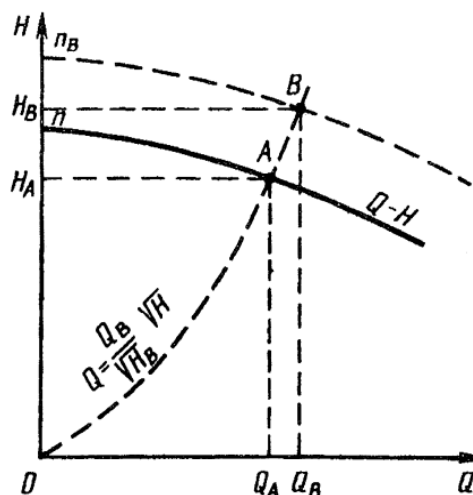


Рисунок 2.25 - Графік до розрахунку діаметра обточування робочого колеса (а) і побудова поля $H-Q$ насоса при максимальному обточуванні робочого колеса (б)

Область застосування відцентрових насосів можна значно розширити шляхом обточування робочого колеса по зовнішньому діаметру. У відцентрових секційних насосах, що мають направляючий апарат, обточують тільки лопаті, не чіпаючи диски. У насосах спірального типу обточуються і лопаті і диски робочих коліс. Між нормальними і обточеними колесами геометрична подібність порушується, тому для перерахунку подачі, напору, потужності застосовують емпіричні формули.

Перерахунок характеристик насосів ($n_s > 150$) при обточуванні робочого колеса можна з достатнім ступенем точності здійснити користуючись формулами:

$$\frac{Q_{\text{обт}}}{Q} = \left(\frac{D_{\text{обт}}}{D} \right)^2, \quad (2.90)$$

$$\frac{H_{\text{обт}}}{H} = \left(\frac{D_{\text{обт}}}{D} \right)^2, \quad (2.91)$$

$$\frac{N_{\text{обт}}}{N} = \left(\frac{Q_{\text{обт}}}{Q} \right)^4. \quad (2.92)$$

Для відцентрових насосів з коефіцієнтом швидкохідності меншим 150 кращі результати отримують при перерахунку характеристик за формулами:

$$\frac{Q_{обт}}{Q} = \frac{D_{обт}}{D} \quad , \quad (2.93)$$

$$\frac{H_{обт}}{H} = \left(\frac{D_{обт}}{D} \right)^2 \quad , \quad (2.94)$$

$$\frac{N_{обт}}{N} = \left(\frac{Q_{обт}}{D} \right)^3 \quad . \quad (2.95)$$

Виключаючи з першого і другого рівнянь (2.74) відношення діаметрів робочого колеса, отримуємо

$$H = \frac{H_{обт}^B}{Q_{обт,б}^2} \cdot Q^2 \quad . \quad (2.96)$$

Тобто, рівняння параболи з вершиною на початку координат, що проходить через точку з координатами $Q_{обт}$ і $H_{обт}$. Парабола являє собою геометричне місце точок, що визначають режими роботи насоса, подібні до режиму в точці з координатами $Q_{обт}$ і $H_{обт}$. і називається **параболою подібних режимів при обточуванні** (рис. 2.26, б).

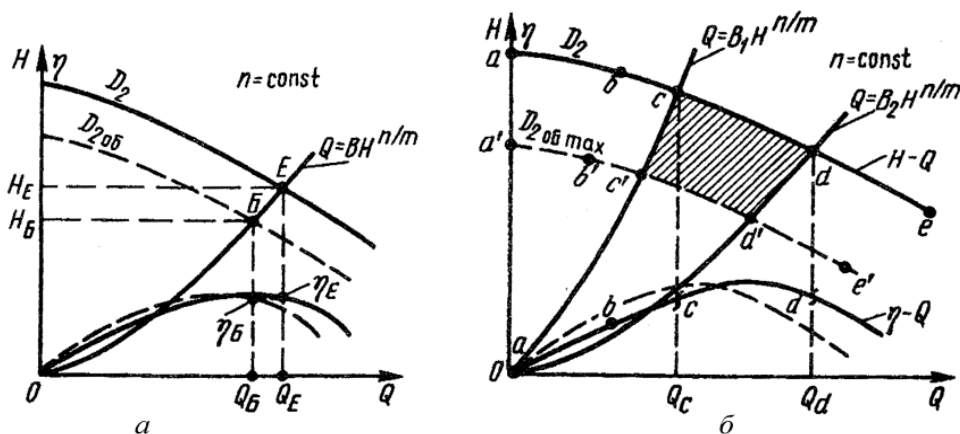


Рисунок 2.26 - Напірні характеристики $H-Q$ відцентрових насосів при обточуванні робочого колеса

Зміну ККД насоса при обточуванні можна визначити за формулою:

$$\eta_{обт} = 1 - (1 - \eta) \left(\frac{D}{D_{обт}} \right)^2 \quad , \quad (2.97)$$

де η – коефіцієнт корисної дії насоса з необточеним робочим колесом.

Діаметр обточеного колеса визначають за формулою

$$D_{\text{обт } 2} = \frac{Q_{\text{обт}}^{\text{Б}}}{Q} D_2 . \quad (2.98)$$

Відсоток обточування визначають за формулою

$$\alpha = \frac{D_2 - D_{\text{обт } 2}}{D_2} 100 . \quad (2.99)$$

Експериментальні дослідження показують, що при обточуванні робочого колеса ККД змінюється залежно від коефіцієнта швидкохідності n_s . Виходячи з цього, залежно від коефіцієнта швидкохідності n_s рекомендуються наступні межі обточування робочого колеса:

$$n_s = 60 \dots 120 - 20 \dots 15 \%;$$

$$n_s = 120 \dots 200 - 15 \dots 11 \%;$$

$$n_s = 200 \dots 300 - 11 \dots 7 \% .$$

Напірна характеристика при максимальному обточуванні робочого колеса для точок a^1, b^1, c^1, d, e^1 , що відповідають точкам a, b, c, d, e , основної напірної характеристики при діаметрі робочого колеса D_2 (рис. 2.26, б). Прийнемо ККД для точок a, b, c, d, e , та a^1, b^1, c^1, d^1, e^1 однаковими. Зона максимального ККД знаходиться між точками c, d та c^1, d^1 .

Лінії oc^1 та odd^1 являють собою побудовані за формулами (2.76, 2.77) параболи подібних режимів при обточці робочого колеса. Заштрихована на рисунку 2.26, б ділянка $cd d^1 c^1$ називається *полем роботи насоса* і є рекомендованою областю використання його для заданих подачі і напору. Такі ділянки нанесені на логарифмічну сітку, утворюють *зведені графіки полів напірних характеристик Q - H* відцентрових насосів (рис. 2.27, 2.28). Для осьових насосів подібні поля подаються для області високих ККД універсальних характеристик (рис. 2.29).

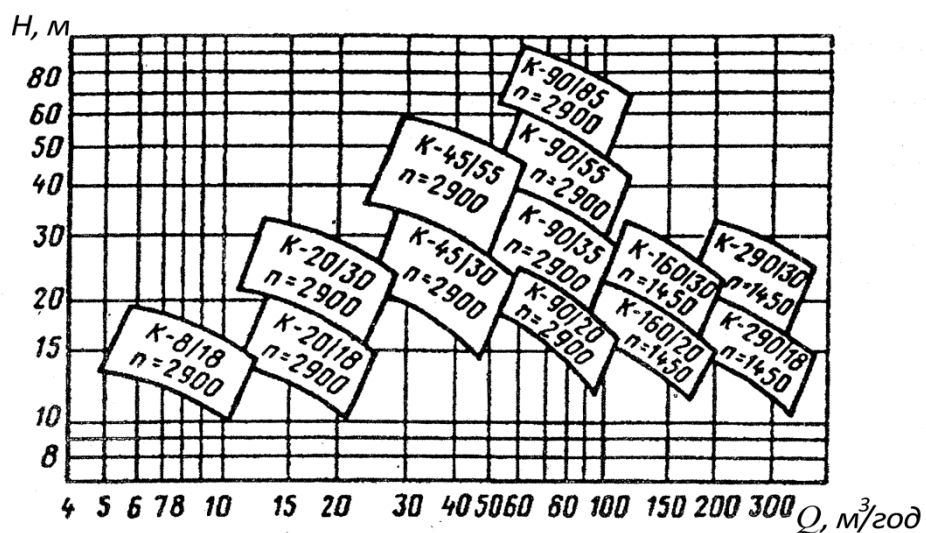


Рисунок 2.27 - Зведений напірних характеристик відцентрових насосів

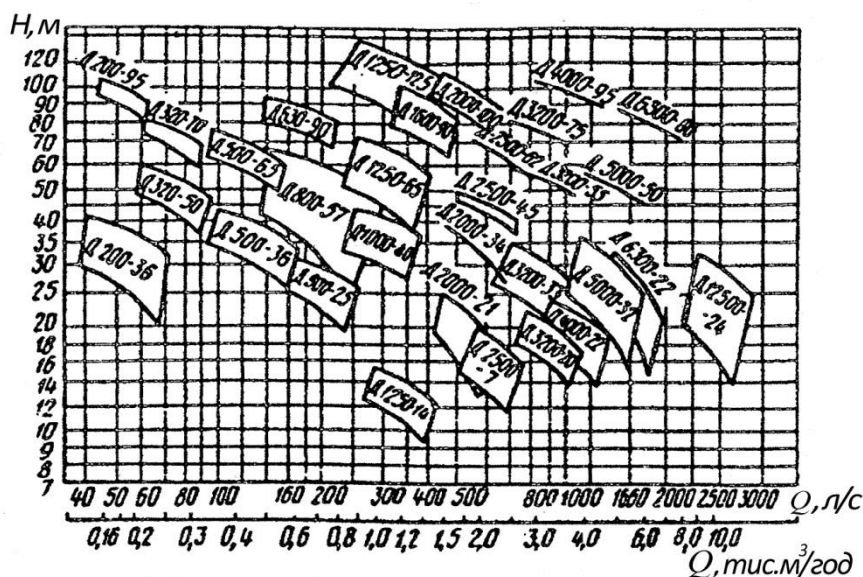


Рисунок 2.28 - Зведений графік полів напірних характеристик відцентрових насосів з двостороннім входом

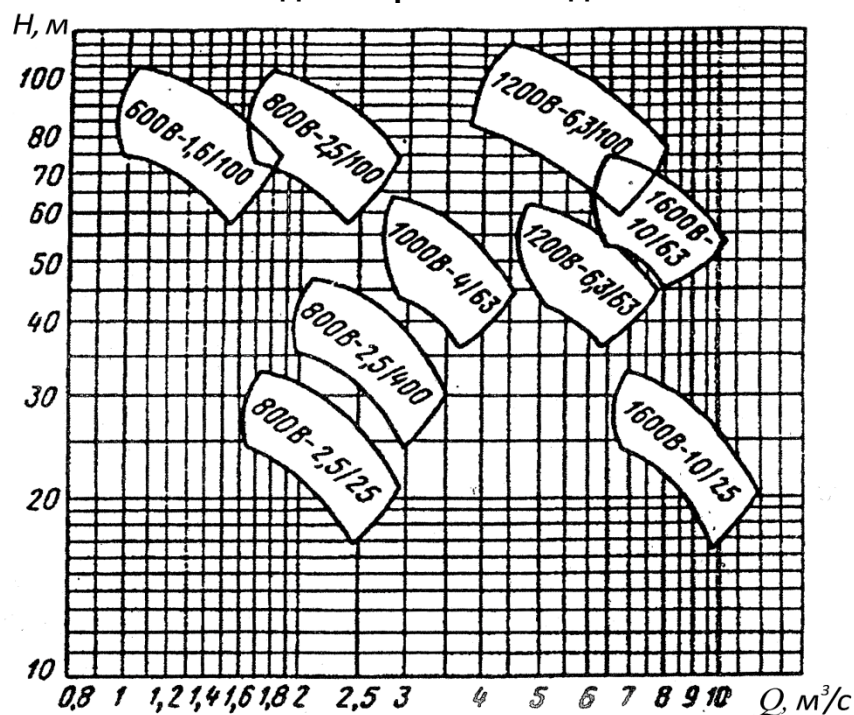


Рисунок 2.29 - Зведений графік полів напірних характеристик осьових насосів

Для вихрових і заглибних насосів на зведеному графіку нанесені тільки лінії напірних характеристик, адже робочі колеса цих насосів не обточують.

По відомих напорі і подачі по графіку полів напірних характеристик підбирають марку насоса, а користуючись наведеними в каталогах параметричними характеристиками (напірною і енергетичною) проводять необхідні розрахунки.

Для осьових насосів визначають кут установки лопатей робочого колеса. Іноді перший етап вибору марки насоса за зведеними графіками полів напірних характеристик дає декілька типорозмірів насосів. В такому випадку проводять їх техніко-економічне порівняння. Обраний насос повинен мати високий ККД, необхідну частоту обертання і мати хороші експлуатаційні та кавітаційні якості.

2.4. Спільна робота насосів і мережі

2.4.1. Характеристика трубопроводу і визначення режиму роботи насоса

При проектуванні насосних установок, а також при аналізі роботи насосів на діючих насосних станціях виникає необхідність у визначенні режимів роботи насосів. Найпростіше це можна зробити графічною побудовою характеристик насоса і трубопроводу. У відповідності з виразом (2.13) напір насоса (рис. 2.30)

$$h = H_{\text{ст}} + \sum h_{\text{вт.в}} + \sum h_{\text{вт.н}} \quad (2.100)$$

Гідравлічні втрати у всмоктувальному $\sum h_{\text{вт.в}}$ і нагнітальному $\sum h_{\text{вт.н}}$ трубопроводах рівні сумі втрат по довжині і на місцевих опорах, тобто:

$$\sum h_{\text{вт.в}} = \left(\lambda \frac{\ell_{\text{в}}}{d_{\text{в}}} + \sum \xi_{\text{в}} \right) \frac{v_{\text{в}}^2}{2g} \quad , \quad (2.101)$$

$$\sum h_{\text{вт.н}} = \left(\lambda \frac{\ell_{\text{н}}}{d_{\text{н}}} + \sum \xi_{\text{н}} \right) \frac{v_{\text{н}}^2}{2g} \quad . \quad (2.102)$$

Швидкість води приймається залежно від діаметру трубопроводу (таблиця 2.6)

Таблиця 2.6 – Рекомендована видкість (м/с) води в трубопроводі

Діаметр трубопроводу, мм	Трубопровід	
	всмоктувальний	нагнітальний
до 250	0,7...1,0	1,0...1,5
250...800	1,0...1,5	1,3...2,0
більше 800	1,5...2,0	1,8...3,0

Підставивши втрати у (2.83) і виразивши середні швидкості через витрату, отримаємо

$$h = H_{\text{ст}} + \left[\frac{16 \left(\lambda \frac{\ell_{\text{в}}}{d_{\text{в}}} + \sum \xi_{\text{в}} \right)}{\pi d_{\text{в}}^4 2g} + \frac{16 \left(\lambda \frac{\ell_{\text{н}}}{d_{\text{н}}} + \sum \xi_{\text{н}} \right)}{\pi d_{\text{н}}^4 2g} \right] Q^2. \quad (2.103)$$

Позначаючи вираз в прямокутних дужках через S , отримаємо

$$h = H_{\text{ст}} + SQ^2, \quad (2.104)$$

де S — гідравлічний опір трубопроводів (всмоктувального і нагнітального).

Рівняння (2.87) — рівняння параболи і є *гідравлічною характеристикою* всмоктувального і нагнітального трубопроводів.

Якщо характеристику трубопроводів (2.87) нанести на графік параметричних характеристик насоса (рис. 2.44), то точка її перетину з напірною характеристикою насоса H - Q буде **робочою точкою насоса** A (режимною точкою).

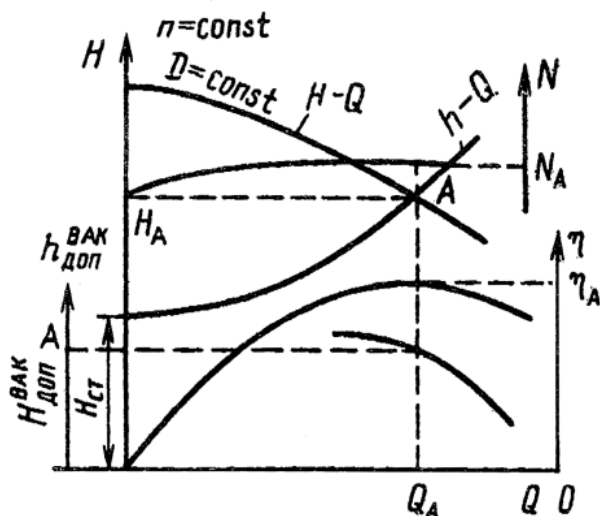


Рисунок 2.30 - Визначення режиму роботи відцентрового насоса на задану мережу

Робоча точка насоса визначає єдино можливий режим спільної роботи насоса із заданим трубопроводом. Вона визначає основні робочі параметри насоса: подачу, напір, потужність, коефіцієнт корисної дії та допустимий кавітаційний запас.

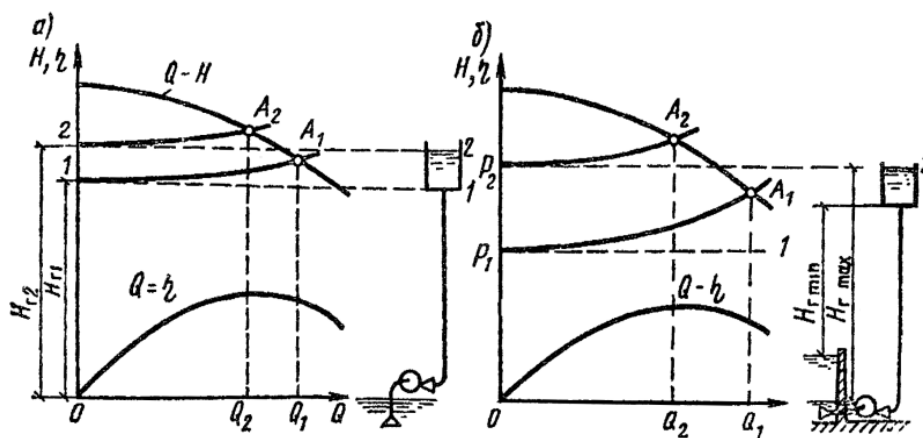
При підборі насоса необхідно прагнути до того, щоб робоча точка розташовувалася якомога ближче до максимального ККД.

Для аналізу режиму роботи осьових і діагональних насосів використовують напірні характеристики, на які накладають в тому ж масштабі характеристику трубопроводу.

За допомогою цих характеристик для насосів з робочим колесами з поворотними лопатями можна визначити необхідний кут розвороту лопатей при якому забезпечуються необхідна подача і напір.

Якщо робоче колесо має жорстко закріплені лопаті, то робочу крапку отримують на перетині напірної характеристики для заданого кута розвороту лопатей з характеристикою трубопроводу. Вона визначає наступні основні параметри насоса: подачу, напір, ККД насоса і кавітаційний запас.

На практиці насос підключають по схемі (рис. 2.31). В цьому випадку режим роботи насоса мінятиметься у міру наповнення бака, оскільки геометрична висота підйому змінюватиметься, а повний гідравлічний опір системи S_0 залишається без зміни.



а – при подачі в бак із змінним рівнем при постійному рівні в вододжерелі;

б – при роботі насоса під заливом із змінним рівнем в вододжерелі

Рисунок - 2.31 Сумісні гідравлічні характеристики насоса і системи труб

Величина повного опору трубопроводів

$$\sum h_{\text{вт.в}} + \sum h_{\text{вт.н}} = SQ^2 = (S_0 \ell + A_m \sum \xi) Q^2, \quad (2.105)$$

де S_0 – питомий опір на одиницю довжини трубопроводу, $\frac{c^2}{m^5}$;

A_m – питомий місцевий опір, $\frac{c^2}{m^5}$; l – довжина трубопроводу, м;

$\sum \xi$ – сума коефіцієнтів місцевих опорів.

Питомий опір A_m визначають за формулою

$$A_m = \frac{16}{\pi^2 d^4 2g} \quad , \quad (2.106)$$

де d – діаметр фасонної частини, м.

Значення A_m обчислене за вище вказаною формулою для витрат m^3/c приведені в таблиці 2.7.

Якщо витрата виражена в л/с, то значення A_m наведені в таблиці 2.7 необхідно помножити на 10^{-6} .

В період наповнення резервуару подача насоса змінюється від Q_1 на початку наповнення (рівень Н) до Q_2 в кінці (рівень 2-2).

Різниця в подачах насоса буде особливо істотною при великій висоті резервуару. Для практичних розрахунків при визначенні робочої точки, насоса включеного по схемі (рис. 2.31, а), необхідно будувати характеристику системи, що відповідає розрахунковим рівням води в резервуарі.

На рисунку 2.31 а, приведена характеристика насоса, що працює зі всмоктуванням при постійному рівні води у джерелі.

Таблиця 2.7 – Значення питомого опору A_m .

Діаметр, м	A_m	Діаметр, м	A_m
0,05	13200	0,45	2,02
0,075	2610	0,5	1,32
0,1	826	0,6	0,638
0,125	338	0,7	0,344
0,15	163	0,8	0,202
0,2	51,5	0,9	0,126
0,25	21,1	1,0	0,0827
0,3	10,2	1,2	0,05665
0,35	5,49	1,2	0,0399
0,4	3,23	1,4	0,0215

Якщо насос працює з підпором або при змінному рівні у джерелі, то суміщену характеристику насоса і системи будують за схемою (рис. 2.31, б). При цьому приймають найбільш не вигідний режим роботи насоса – найнижчий рівень води у вододжерелі і найвищий рівень в напірному резервуарі (точка A_2 на кривій $H-Q$). У

всіх інших випадках насос працюватиме з більшою подачею. Найбільша подача буде при мінімальному рівні в резервуарі і максимальному рівні у вододжерелі (точка A_1 на характеристиці $H-Q$).

При складніших схемах використовують спеціальні методики та комп'ютерні програми.

2.4.2. Паралельна і послідовна робота насосів

На насосних станціях часто декілька насосів сполучають для роботи на один трубопровід. В цьому випадку необхідно знати подачу і напір спільно працюючих насосів.

Паралельна робота насосів. Під паралельною роботою розуміють спільну роботу декількох насосів на один трубопровід. Паралельне з'єднання насосів зазвичай застосовують для збільшення подачі.

Для встановлення режиму паралельно працюючих насосів необхідно побудувати сумарну напірну характеристику і на цей графік в тому ж масштабі нанести характеристики трубопроводу.

Для побудови сумарної напірної характеристики двох однакових паралельно працюючих насосів (рис. 2.32, а) додають їх подачі при однакових напорах.

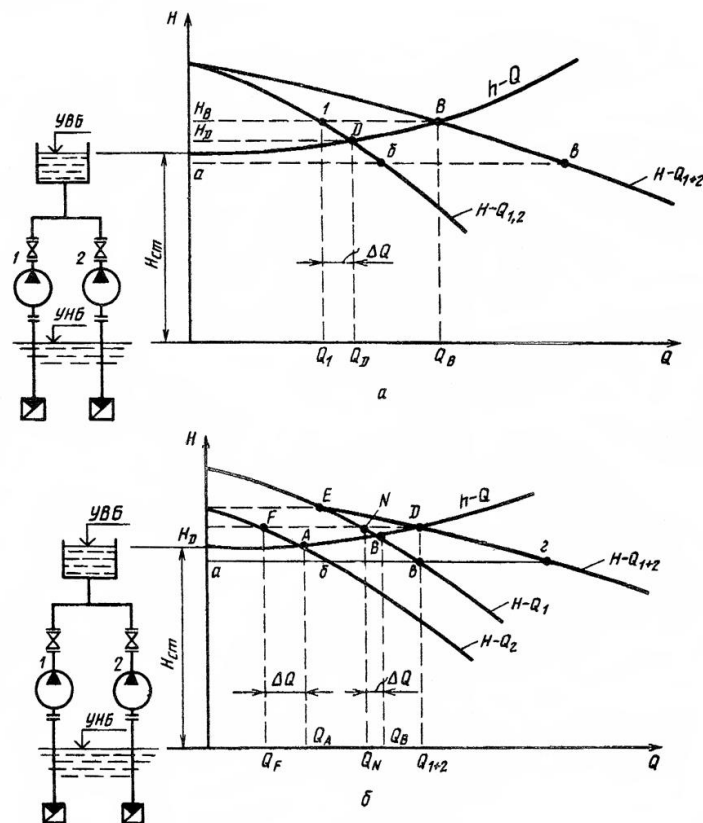


Рисунок 2.32 - Схеми та графіки паралельної роботи однакових (а) і двох різнотипних насосів (б)

Наприклад, для визначення абсциси точки в сумарної напірної характеристики $H-Q_{1+2}$ необхідно подвоїти відрізок ab . Так само знаходять і інші точки сумарної напірної характеристики $H-Q_{1+2}$. Побудувавши на цьому ж графіці характеристику трубопроводу, отримаємо на перетині характеристик $H-Q_{1+2}$ і $h-Q$ робочу точку B , яка визначає сумарну подачу двох насосів Q_B і напір H_B , що розвивається кожним з них. Оскільки насоси однакові, то подача кожного рівна половині сумарної, тобто $Q_1 = 0,5Q_B$. При роботі одного насоса на цей же трубопровід його робочою точкою є точка D (подача Q_D і напір H_D). Як видно з рисунку 2.32 подача насоса, що працює на індивідуальний трубопровід, більше подачі кожного з насосів Q_1 при паралельній роботі, тобто при паралельній роботі насосів виникає дефіцит (зменшення) подачі.

Він визначається різницею подачі насоса при роботі його на індивідуальний трубопровід і подачі при паралельній його роботі, тобто $\Delta Q = Q_D - Q_1$.

Дефіцит подачі пояснюється тим, що при збільшенні сумарної подачі втрати напору в трубопроводі збільшуються в квадратичній залежності від подачі, що і приводить до збільшення напору. Це, у свою чергу, зміщує робочу точку по напірній характеристиці насоса вгору і вліво, внаслідок чого зменшується подача.

При роботі двох різнотипних насосів на загальний трубопровід їх спільна робота почнеться в той момент, коли напори, що розвиваються насосами, порівнюються. Цьому напору відповідає точка E на напірній характеристиці другого насоса (рис. 2.32).

Від цієї точки і слід починати побудову сумарної напірної характеристики $H-Q_{1+2}$, для чого додають подачі обох насосів при однакових напорах. Наприклад, точку g отримують складанням відрізків ab і av .

Точка перетину сумарної характеристики $H-Q_{1+2}$ з характеристикою трубопроводу (точка D) визначає напір H_D що розвивається кожним насосом, і сумарна подача Q_D^{1+2} двох насосів. Для встановлення подачі кожного з двох насосів при паралельній роботі з точки D проводять горизонтальну лінію до перетину з напірними характеристиками насосів (точки F , N). Ці точки

визначають подачу кожного з насосів Q_F і Q_N .

При роботі кожного з двох насосів на індивідуальний трубопровід режим їх характеризується точками А (першого) і В (другого) насоса.

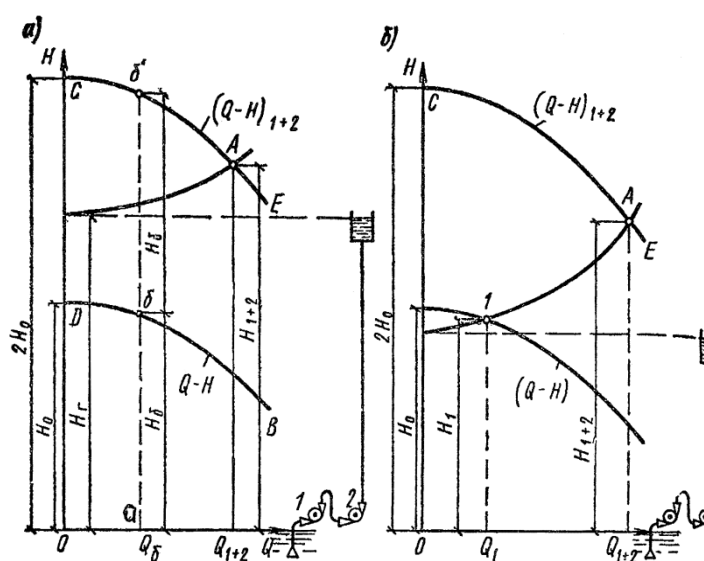
Загальний ККД паралельно працюючих насосів

$$\eta_{1+2} = \frac{Q_{1+2}}{Q_F \eta_F + Q_N \eta_N} \quad (2.107)$$

З розглянутого видно, що на паралельну роботу слід підключати насоси з близькими значеннями номінальних напорів.

Послідовна робота насосів. При послідовній роботі напірний патрубок першого насоса з'єднується зі всмоктувальним патрубком другого і т.д. Послідовне з'єднання насосів застосовують для збільшення напору на виході насосної станції у випадках коли потрібний напір не може бути створений лише одним насосом.

Для побудови сумарної напірної характеристики послідовно сполучених насосів $H-Q_{1+2}$ додаються напори при однакових подачах (рис. 2.47, а). Наприклад, для отримання точки δ^1 при довільно вибраній подачі двох насосів подвоюють відрізок ab , тобто $a\delta^1 = 2ab$.



а – у разі $H_g > H_0$, б – у разі $H_g < H_0$

Рисунок 2.33 - Схеми та характеристики послідовної роботи двох однакових насосів

Загальний ККД послідовно працюючих насосів

$$\eta_{1+2} = \frac{H_{1+2}}{\frac{H_1}{\eta_1} + \frac{H_2}{\eta_2}} \quad (2.108)$$

Робоча точка А знаходиться на перетині сумарної напірної характеристики $H-Q_{1+2}$ з графіком гідравлічної характеристики

трубопроводу. Робоча точка дає можливість визначити напір кожного з насосів H_1, H_2 і їх подачу Q_B .

Якщо послідовно з'єднуються однакові насоси, то ККД їх зберігається, а загальний напір

$$H_n = nH_i, \quad (2.109)$$

де n — число насосів; H_i — напір кожного насоса.

Збільшуючи число послідовно включених насосів, можна отримати великий напір. Проте, необхідно завжди мати на увазі, що корпус насоса розрахований на певний обмежений тиск. Тому, якщо потрібно включити послідовно насоси, потрібна спеціальна перевірка їх за умовами міцності (особливо того, що знаходиться в кінці каскаду послідовно з'єднаних насосів). Для роботи в схемах послідовного з'єднання на відміну від паралельного можна використовувати насоси з різними напорами, але оскільки витрата, що проходить через насоси, однакова, то ці насоси повинні мати приблизно однакову подачу. Насоси включають послідовно і в тих випадках, коли один насос не забезпечує подолання геометричного напору ($H_T < H_0$). Побудова сумарної характеристики двох однакових насосів для такого випадку показано на (рис. 2.33, б). Як видно з рисунка, послідовне включення насосів в цьому випадку дозволяє збільшити не тільки напір, але і подачу води.

У практиці перекачування рідини на великі відстані при значному геометричному підйомі буває необхідним розташовувати насоси на значних відстанях один від одного, створюючи, так звані, *станції підкачки*.

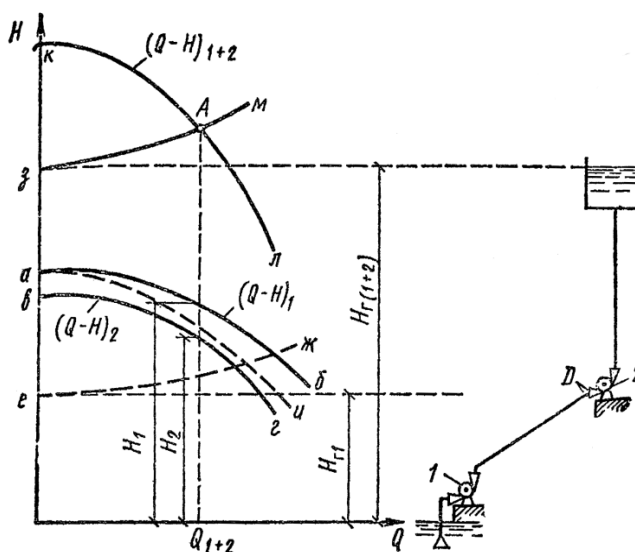


Рисунок 2.34 - Характеристика послідовної роботи двох насосів, встановлених на значних відстанях один від одного

Для побудови характеристики спільної роботи насосів в

цьому випадку скористаємось рисунком 2.34. При заданих характеристиках насоса 1 (крива *аб*) та насоса 2 (крива *вг*) спочатку будують характеристику трубопроводу (крива *еж*). З ординат кривої (*аб*) віднімають гідравлічні втрати на ділянці 1-2.

Ординати скорегованої характеристики додають до ординат характеристики насоса 2 (крива *вг*) і отримують сумарну характеристику спільної роботи насосів 1+2 (крива *кл*).

Побудувавши гідравлічну характеристику напірного трубопроводу від насоса 2 до напірного резервуару (крива *зМ*) встановлюють робочу точку *А* даної системи трубопроводів і насосів (насосних установок). Напори, що розвиваються кожним з насосів рівні, відповідно, H_1 та H_2 . Якщо в точках 1 і 2 встановлено по декілька насосів, то замість характеристики одиночних насосів (криві *аб* та *вг*) наносять характеристики паралельно працюючих в даній точці насосів, і далі поступають так само, як і у разі спільної роботи одиночних насосів.

2.4.3 Спільні характеристики відцентрових насосів, встановлених у водозабірних свердловинах

Основні параметри роботи відцентрових насосів, встановлених у водозабірних свердловинах, визначають за напірними характеристиками насосів та урахуванням динаміки притоку води до свердловини. Заводи-виробники насосів приводять характеристики насосів при роботі без напірного трубопроводу (переріз А-А рис. 2.35). Для отримання напору $H_б$ (у точці *б* перерізу Б-Б) необхідно відняти величини втрат $\sum h_{вт}$ трубопроводі на ділянці від А-А до Б-Б з ординат кривої *H-Q*.

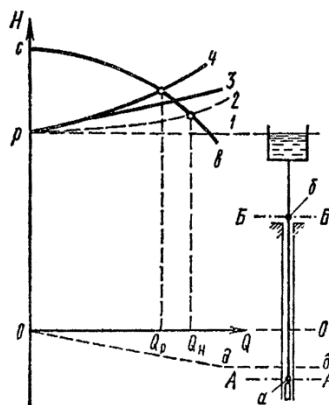


Рисунок 2.35 - Спільні характеристики насосної установки свердловини і напірного трубопроводу

Величина $\sum h_{\text{вт}}$ може бути виражена залежністю

$$\sum h_{\text{вт}} = nSQ^2, \quad (2.110)$$

де n – число секцій напірного трубопроводу; S – опір однієї секції.

Для заглибних насосів усіх типів величина S залежить від діаметру напірного трубопроводу d_T і приблизно рівна для витрат, виражених в м³/год рівна:

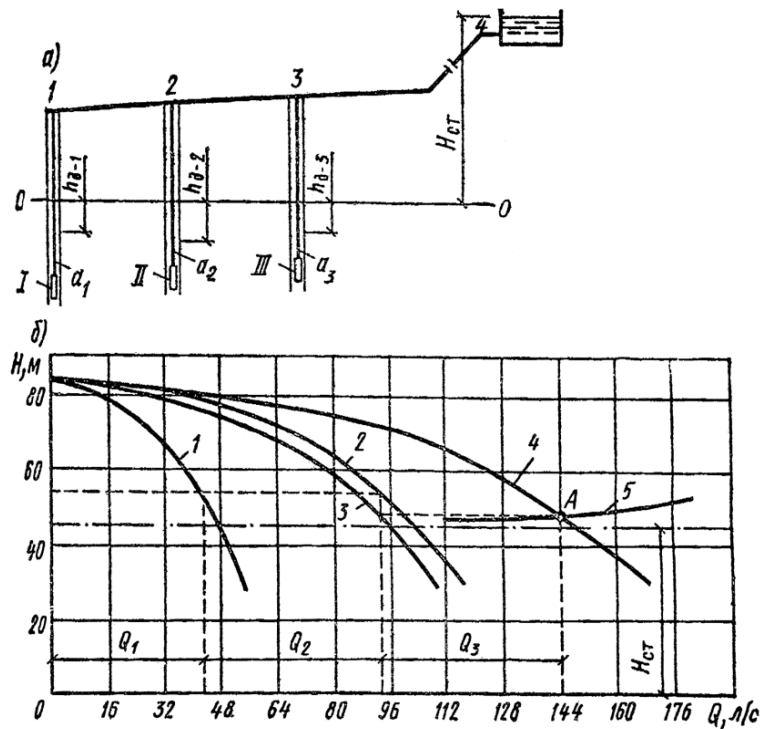
d_T , мм	50	75	100	125	150
S	0,01	0,0015	0,00025	0,000075	0,000028

Для визначення подачі насоса, що працює в свердловині необхідно побудувати характеристику спільної роботи насоса, трубопроводу і свердловини. На рисунку 2.35 лінія 0-0 відповідає статистичному рівню води у свердловині, лінія ∂ - ∂ – динамічному рівню води у свердловині.

Крива р-2 є гідравлічною характеристикою напірного трубопроводу від напірного патрубку насоса до точки виходу води з свердловини. Прямі р-3 та 0- ∂ – характеристики свердловини, зниження рівня залежно від забору води з неї. Різниця ординат ліній р-3 та 0- ∂ рівна пониженню рівня води в свердловині при даній витраті. Ординати суміщеної характеристики трубопроводу і свердловини (лінія р-4) отримані шляхом додавання ординат ліній р-3 та кривої р-2, тобто, втрат напору в трубопроводі від точки a (напірний патрубок насоса до місця виливу води в усті свердловини (поверхня ґрунту)). Характеристика H - Q насосної установки без урахування втрат напору в напірному трубопроводі позначена лінією c - v . У початковий момент насос подає витрату Q_H відповідну витраті в точці перетину кривих c - v і р-2.(рис. 2.35). Після встановлення режиму, тобто, після пониження рівня води в свердловині до динамічного рівня насос почне подавати витрату Q_P рівну витраті в точці перетину кривих c - v і р-4.

У ряді випадків декілька свердловинних насосів подають воду по одному спільному (збірному) трубопроводу в резервуар.

Спосіб побудови характеристик спільної роботи насосів пояснений на прикладі роботи трьох свердловин, збірного трубопроводу і резервуару (рис. 2.36, а).



- а – схема свердловин; б – суміщені характеристики: 1 – характеристика насоса відносно точки 2; 2 – характеристика спільної роботи насоса 1 і 2; 3 – характеристика спільної роботи насоса 1 і 2 відносно точки 3; 4 – характеристика спільної роботи насосів 1, 2, 3 відносно точки 3; 5 – характеристика водоводу на ділянці 3–4

Рисунок 2.36 - Характеристика спільної роботи трьох свердловинних установок і водоводу

Приймемо, що статичний горизонт у всіх свердловинах знаходиться на одному рівні (лінія 0-0).

Для побудови характеристики спільної роботи насосів необхідно заздалегідь побудувати приведені характеристики кожного з насосів з урахуванням питомого дебіту свердловини.

Приведену характеристику слід будувати відносно точки 2 з урахуванням опору трубопроводу від точки 1 до точки 2.

Приведені характеристики другого і третього насосів слід будувати відносно точок 2 та 3.

Побудувавши такі характеристики приступають до побудови характеристики спільної роботи насосів.

На початку будують характеристику паралельної роботи першого і другого насосів щодо точки 2, для чого додають подачі цих насосів, приведені до точки 2 (див. криву 2 на рисунку 2.36, б). Потім сумарну характеристику першого і другого насосів приводять до точки 3, враховуючи втрати напру в трубопроводі на ділянці 2-3. Для цього з ординат сумарної характеристики першого і другого насосів віднімають втрати напору на ділянці 2-3. Додавши абсциси кривої 3 до абсцис характеристики третього насоса

приведеної до точки 3, отримаємо характеристику паралельної роботи вказаних трьох насосів віднесених до точки 3 (див. криву 4 рис. 2.36, б).

Для визначення робочої точки спільно діючих насосів будують гідравлічну характеристику ділянки трубопроводу 3-4. Точка перетину цієї кривої з характеристикою паралельної роботи трьох насосів і є робоча точка А.

Спосіб визначення подачі кожного з паралельно працюючих насосів пояснює рисунок 2.36, б.

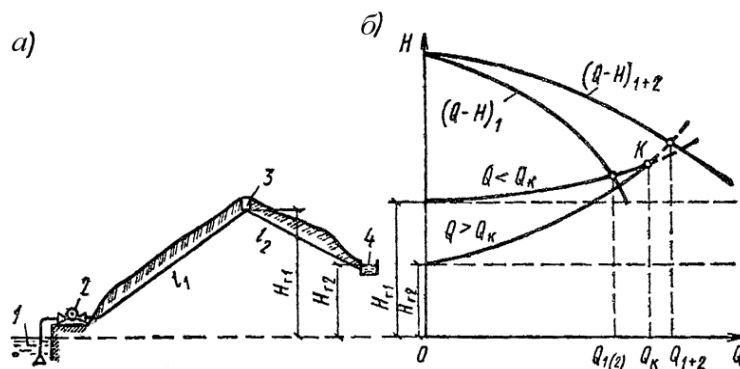
Таким же способом можна набудувати характеристику спільно працюючих заглибних насосів в свердловинах з різними статистичними рівнями.

В цьому випадку характеристики будують щодо різних нульових ліній, відповідних статистичних горизонтів у кожній свердловині.

При великому числі насосних установок що спільно подають воду у водопровідну мережу, розрахунки параметрів спільної роботи такої системи виконують використовуючи спеціалізовані комп'ютерні програми.

2.4.4 Спільні характеристики роботи паралельно включених насосів і водовода складного профілю

У ряді випадків водоводи і напірні магістралі систем мають складний профіль з одним або кількома перегинами (рис. 2.37, а). При цьому в точці 3 встановлюють клапан для впускання або випуску повітря. Таким чином, ділянка 3-4 водовода може працювати як в напірному, так і в самотічному режимах.



а – профіль водоводу, б – характеристики насоса і водоводу: 1 – вододжерело; 2 – насос; 3 – вантуз; 4 – резервуар

Рисунок 2.37 - Схема паралельної роботи двох насосів, що подають воду в водовід складного профілю

При подачі $Q < Q_k$ ділянка 3-4 працюватиме в самотічному режимі і побудова її характеристики не розглядатимемо. У цьому разі гідравлічна характеристика будується тільки для ділянки 2-3. Критична витрата Q_k відповідає початку роботи всього водоводу в напірному режимі і визначається з умови

$$H_{г1} - H_{г2} = S_{3-4} Q_k \quad (2.111)$$

де S_{3-4} – гідравлічний опір ділянки 3-4.

З виразу (2.93) отримаємо

$$Q_k = \sqrt{H_{г1} - \frac{H_{г2}}{S_{3-4}}} \quad (2.112)$$

При $Q \geq Q_k$ графічну характеристику будують за формулою

$$H = H_{г2} + (A_1 \ell_1 + A_2 \ell_2) Q^2. \quad (2.113)$$

де A_1, A_2 та ℓ_1, ℓ_2 – питомі гідравлічні опори та довжини трубопроводів на ділянках 2-3 та 3-4, відповідно. На рисунку 2.51, б показані сумісні характеристики роботи одного і двох насосів на водовод складного профілю. Характеристика водовода має злам в точці К при витраті Q_k .

2.4.5 Регулюванням роботи насосів

Регулюванням роботи насосів називається процес штучної зміни характеристики трубопроводу або напірної характеристики насоса для забезпечення роботи насоса із заданими параметрами (параметром): подача, напір, потужність на валу, ККД.

Дросельне регулювання. Зміну характеристики трубопроводу можна здійснити прикриттям засувки на напірній магістралі насоса. Прикриваючи засувку, ми збільшуємо гідравлічний опір напірної лінії. Тоді вираз для гідравлічної характеристики трубопроводу (2.87) матиме вигляд

$$h = H_{ст} + S_0 Q^2 + \xi_z \frac{16 Q^2}{\pi^2 d_z^4 2g} \quad (2.114)$$

де ξ_z – коефіцієнт опору засувки; d_z – діаметр труби з засувкою.

Величина ξ_z залежно від відкриття засувки змінює крутизну характеристики трубопроводу. Прикриваючи засувку можна отримати велике число режимів роботи насоса (рис. 2.38).

Точка 1 відповідає повному відкриттю засувки, а точка 6 – її повному закриттю. Подача насоса змінюватиметься від $Q_1=0$ до Q_6 . При закритті засувки робоча точка зміщується з положення 1 через 2, 3, 4, 5 до 6. Напір насоса без засувки рівний H_1 . Частина напору створюваного насосом при такому способі регулювання йде на подолання додаткових гідравлічних опорів в дроселі. Величина втраченої потужності рівна

$$\Delta N = \frac{\rho g Q h_3}{1000} . \quad (2.115)$$

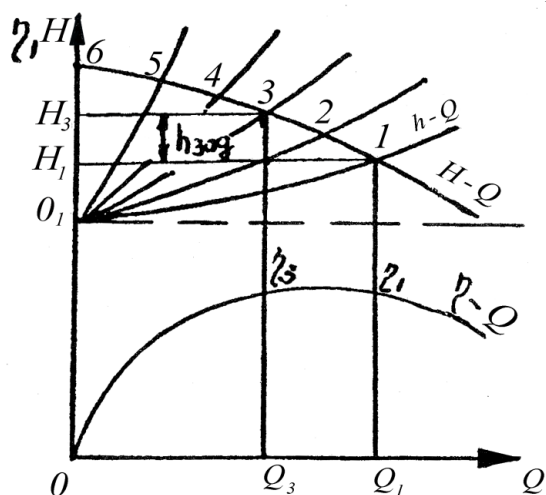


Рисунок 2.38 - Характеристика насоса і трубопроводу при дросельному регулюванні

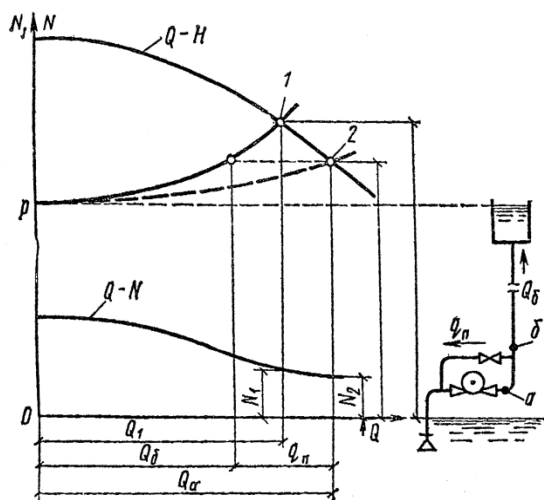


Рисунок 2.39 - Характеристика насоса при регулюванні подачі перепуском рідини

Даний спосіб регулювання простий, надійний, але мало економічний. Тому його застосовують при короткочасному регулюванні, або при випробуванні насосів і в лабораторних установках. В деяких випадках застосовують регулювання подачі перепуском частини рідини, що подається (рис. 2.39).

Якщо в насосній установці з перепускною лінією потрібно

зменшити подачу в системі від величини Q_1 до Q_6 то по перепускній лінії рідини з витратою q_n направляють з напірного трубопроводу у всмоктувальний. При цьому загальна подача насоса (в точці a) збільшується до значення Q_a , а подача в мережу (від точки b) зменшується до величини Q_6 . Через зменшення витрати характеристика мережі зміниться – стане пологіше (крива $p-2$ у порівнянні з кривою $p-1$). При цьому напір насосу зменшується до величини H_2 , а потужність зміниться з величини N_1 до N_2 .

Вказаний спосіб регулювання економічний для насосів з коефіцієнтом швидкохідності $n_s > 300$ і вихрових насосів, у яких при збільшенні подачі потужність зменшується. У відцентрових насосах з меншими коефіцієнтами швидкохідності регулювання подачі перепуском призведе до збільшення потужності насоса і може викликати перевантаження електродвигуна. Крім цього, при вказаному способі регулювання ускладнюється система, збільшується кількість арматури і габарити установки.

Регулювання зміною напірної характеристики насоса. Найбільш поширеним і найбільш економічним способом зміни характеристики насоса є зміни частоти обертання ротора насосного агрегату. Змінювати частоту обертання робочого колеса насоса можна двома способами: застосуванням двигуна з регульованою частотою обертання і постановкою між насосом і двигуном варіатора частоти (гідравлічної або електромагнітної регулюючої муфти). Частоту обертання ротора насоса вибирають такою, щоб змінена напірна характеристика насоса пройшла через робочу точку R з потрібною абсцисою Q_R (рис. 2.40), а не через точку A з зовеликою Q_A при певних умовах використання цього насоса.

Абсциси Q_R та ординати H_R напірної характеристики насоса при інших частотах обертання робочого колеса знаходять шляхом їх перерахунку ординат за формулами пропорційності (2.50). Зміна частоти обертання ротора насосного агрегату дозволяє регулювати подачу в достатньо широких межах.

При цьому ККД насосного агрегату змінюється не суттєво. На насосних станціях з декількома насосними агрегатами регулювання частоти обертання ротора насоса зазвичай суміщають з регулюванням подачі шляхом включення в роботу різного числа агрегатів. Глибину регулювання частоти обертання встановлюють виходячи з можливості спільної роботи регульованих і не регульованих насосних агрегатів шляхом побудови характеристики

їх паралельної роботи.

Регулювання подачі насоса шляхом зміни кута розвороту лопатей використовують для крупних осьових і діагональних насосів. У осьових насосів механізм розвороту лопатей дозволяє змінювати кут їх установки від -10° до $+15^\circ$ щодо нормального.

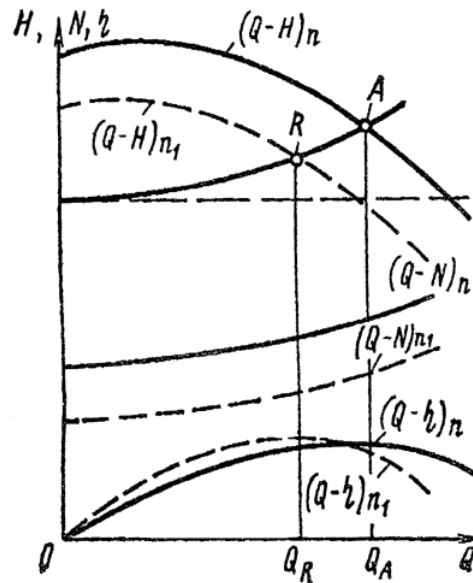


Рисунок 2.40 - Характеристики насоса і системи при регулюванні шляхом зміни частоти обертання робочого колеса насоса

Залежно від марки насоса подача може змінюватися в межах до 0,6 номінальної.

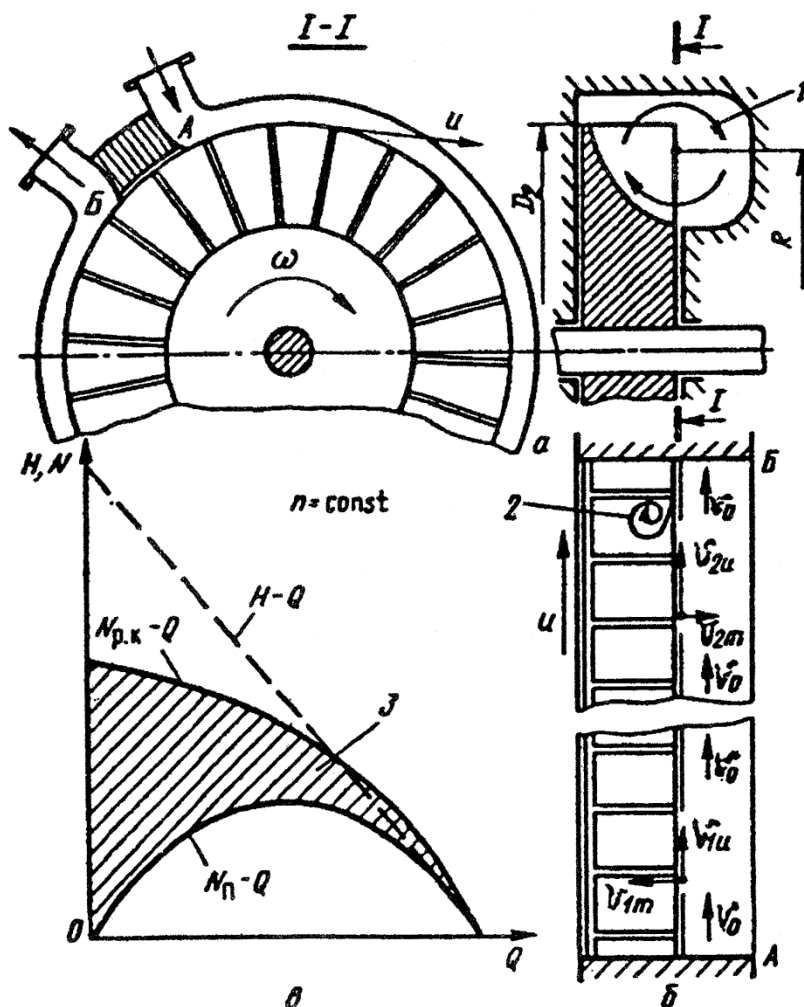
Використання поворотного входного направляючого апарату на вході в насос дозволяє регулювати подачу в вузьких межах (до 30 %).

Регулювання здійснюється і шляхом зміни кута закручування потоку на вході в насос. Цей спосіб застосовують в осьових насосах типу ОВ, діагональних і крупних вертикальних відцентрових насосах. Регулювання поворотним входним направляючим апаратом найекономічніше в системах з відносно не високим статичним напором. Саморегулювання здійснюється за рахунок використання ділянки напірної характеристики насоса відповідної кавітаційному режиму. В цьому випадку зниження подачі насоса при зменшенні опору мережі досягається автоматично, оскільки крива $H-Q$ також круто знижується. Саморегулювання призводить до швидкого зносу робочих коліс насоса і може викликати вібрацію системи. Застосовують цей спосіб рідко, наприклад, для конденсатних насосів теплових електростанцій.

2.5 Динамічні насоси тертя

Вихрові насоси. Крім відцентрових насосів для невеликих подач ($0,5-40 \text{ м}^3/\text{год}$) у сільському господарстві застосовують вихрові насоси. Розрізняють два різновиди вихрових насосів: насоси з робочим колесом закритого типу, в якому рідина не перетинає колесо уздовж валу, і з робочим колесом відкритого типу, де рідина при русі перетинає робоче колесо уздовж валу.

При обертанні робочого колеса вихрового насоса (рис. 2.41) відбувається передача енергії шляхом перенесення кількості руху частинками рідини з міжлопатевого простору робочого колеса в бічний канал.



1, 2 поздовжній (уздовж осі каналу) і поперечний радіальний вихори;
3 – потужність, що втрачається усередині каналу насоса

Рисунок 2.41 - Схема вихрового насоса з однією каналом (а), рух рідини (б), теоретичні напірна і енергетична характеристики (в)

Енергія передається за допомогою подовжніх вихорів 1, що утворюються під дією відцентрової сили. Рідина викидається з верхньої частини міжлопатевого простору в канал, і з нього ж

поступає в нижню частину міжлопатевого простору, утворюючи циркуляційну течію та обмін кількістю руху. Вказана циркуляція забезпечує рух рідини з швидкістю U_{2u} від входу до виходу, яке і створює напір насоса і рух в каналі з швидкістю U_0 . Енергозатрати на створення циркуляції зменшують ККД вихрового насоса у порівнянні з відцентровими та осьовими насосами.

Випробування показали, що в зоні розрахункових витрат основна частина енергії переноситься подовжніми вихорами, а решта – поперечними вихорами 2, що утворюються за набігаючими на потік лопатями.

Напір насоса визначається за формулою

$$H = \beta \frac{u^2}{2g}, \quad (2.116)$$

де u – окружна швидкість на зовнішньому діаметрі вихрового колеса, м/с; β – коефіцієнт напору, $\beta = 3,5 \dots 4,5$.

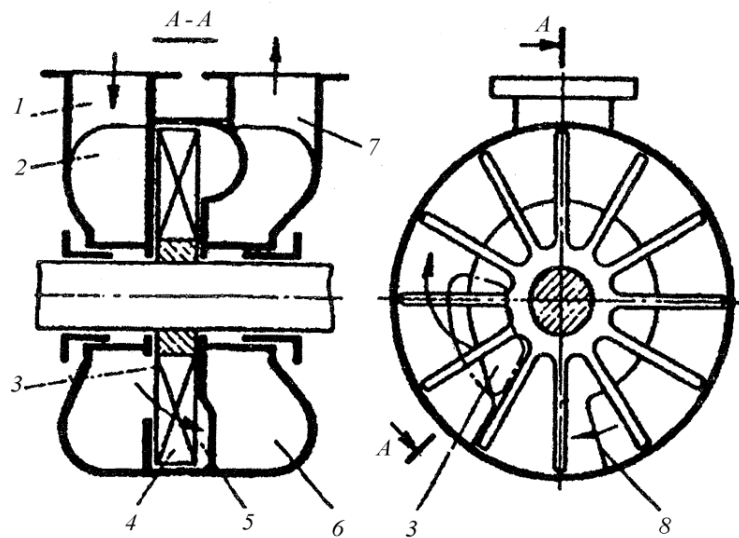
Навідміну від відцентрових насосів потужність на валу вихрового насоса із збільшенням подачі падає (рис 2.41, в).

У вихровому насосі відкритого типу рідина зі всмоктувального патрубку 1 поступає в кільцеве підведення 2 і через бічне вікно 3 поступає в робоче колесо 4 з прямими лопатками (рис. 2.42). Далі, знаходячись в міжлопатковому просторі рідина набувши тиск виходить в бічний канал 5, а потім через отвір 8 у відведення 6 і напірний патрубок 7. У цьому насосі енергія від колеса рідині передається подовжніми і поперечними вихорами і відцентровими силами. Це ускладнює картину течії, але не міняє загальної характеристики робочого процесу. У відкритих колесах від 12 до 24 лопаток, а в закритих – від 18 до 30.

На рисунку 2.43 зображено розріз консольного вихрового насоса закритого типу. Відповідно до ГОСТ 10392-80 такі вихрові насоси позначаються літерами ВК (вихровий, консольний), до яких може бути додана буква С – самовсмоктуючий, або О – з обігрівом (для подачі в'язких рідин).

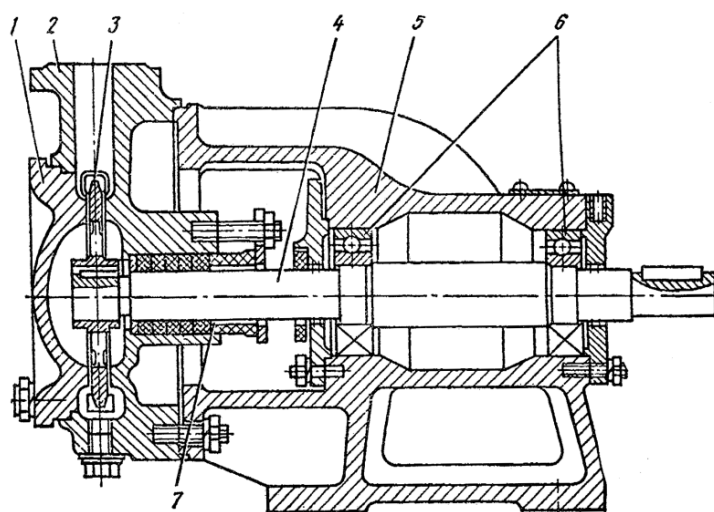
Наприклад, в позначенні ВКС-2/26 цифри означають: 2 – подача, м³/год; 26 – напір, м.

Повітря скупчується всередині спіралі і виходить через трубки в напірний трубопровід, а рідина зливається в корпус насоса. Так продовжується до тих пір, поки все повітря не буде видалено зі всмоктуючої труби і корпусу насоса.



1, 7 – всмоктувальний і напірний патрубки; 2 – кільцеве підведення; 3 – вікно; 4 – робоче колесо; 5 – бічний канал; 6 – відвід; 8 – напірний отвір

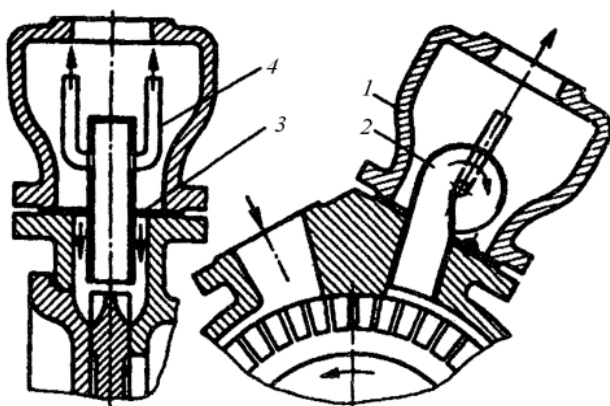
Рисунок 2.42 - Схема вихрового насоса відкритого типу



1 – корпус; 2 – кришка корпусу; 3 – робочі колеса; 4 – вал; 5 – опорний кронштейн; 6 – підшипник; 7 – сальник

Рисунок 2.43 - Вихровий консольний насос закритого типу

Самовсмоктування насосів закритого типу забезпечується тим, що до запуску насоса в роботу в корпус заливається рідина і при обертанні колеса утворюється водоповітряна суміш, яка виштовхується в повітряний ковпак 3 (рис. 2.44). Для полегшення відділення повітря в повітряному ковпаку встановлені сепаратори.

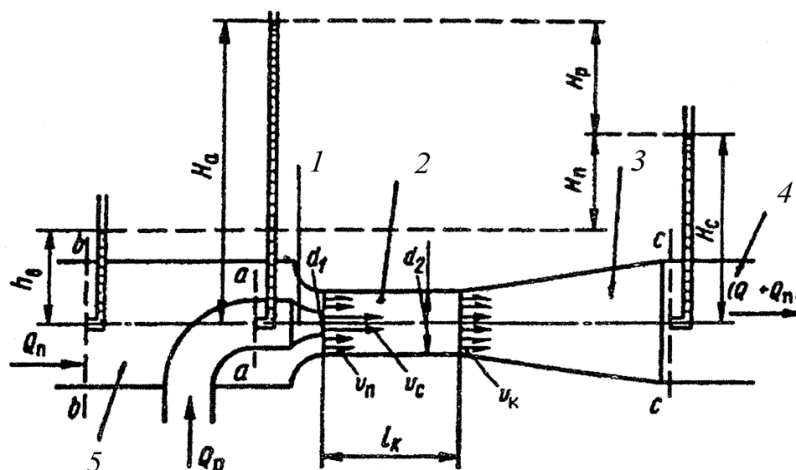


1 – ковпак; 2 – сепаратор; 3 – отвір для зливу рідини; 4 – трубочки для виходу повітря

Рисунок 2.44 - Повітряний ковпак з сепаруючий пристрій вихрового насоса закритого типу

Перевагою вихрових насосів є: компактність, простота у виготовленні, самовсмоктуюча здатність (не вимагається попередньої заливки насоса перед пуском). До їх недоліків можна віднести: низький ККД (25-45 %), мала висота всмоктування, перекачують тільки мало в'язкі рідини. Вільно вихрові насоси застосовують для перекачування гною.

Для покращення енергетичних якостей насоса, усунення кавітаційних явищ через погану обтічність лопатей конструктори об'єднали робочі колеса відцентрового і вихрового насосів, тобто створили відцентрово-вихровий насос. Ці насоси позначаються буквами ЦВ. Наприклад, насос ЦВ-5/105, що має подачу 5 м³/год і напір 105 м.



1 – сопло; 2 – камера змішування, 3 – дифузор, 4 – напірний трубопровід;
5 – підведення (всмоктувальний патрубков)

Рисунок 2.45 - Схема водоструминного насоса

Водоструминні насоси, в яких перекачувана рідина переміщається зовнішнім потоком рідкого середовища. Розглянемо схему водоструминного насоса (рис. 2.45). З сопла 1 робоча рідина від насоса під напором витікає з великою швидкістю в камеру змішування 2, утворюючи там знижений тиск, що призводить до підсосу перекачуваної рідини по трубі 5 до камери змішування. З камери змішування рідини, що надійшла по трубі 5 та соплу 1 потрапляють в дифузор 3 а далі в нагнітальну трубу 4. У дифузорі швидкісна енергія переходить в енергію тиску.

Основними параметрами, що характеризують роботу водоструминного насоса є:

витрата робочої (активної) рідини Q_p

$$Q_p = v_c \frac{\pi d_1^2}{4} , \quad (2.117)$$

де v_c – середня швидкість рідини в соплі, м/с;
витрата перекачуваної (пасивної) рідини Q_{π}

$$Q_{\pi} = v_{\pi} \frac{\pi (d_2^2 - d_1^2)}{4} ; \quad (2.118)$$

робочий напір

$$H_p = H_a - H_c , \quad (2.119)$$

$$\text{де } H_a = \frac{p_a}{\rho g} + \frac{v_a^2}{2g}; H_c = \frac{p_c}{\rho g} + \frac{v_c^2}{2g} , \quad (2.120)$$

Корисний напір:

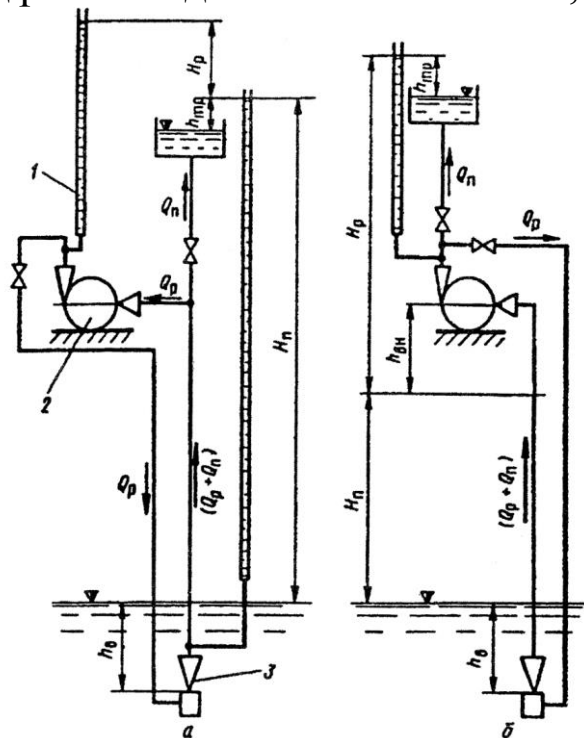
$$H_k = H_c - h_b , \quad (2.121)$$

$$\text{де } h_b = \frac{p_b}{\rho g} + \frac{v_b^2}{2g}.$$

Коефіцієнт корисної дії водоструминного насоса визначається за формулою:

$$\eta = \frac{Q_{\pi} H_k}{Q_p H_p} . \quad (2.122)$$

На рисунку 2.46, а наведено схему установки водоструминного насоса для відкачування води з неглибоких колодязів і свердловин. Тут відцентровий насос використовується як допоміжний для створення потоку робочої (активної) рідини у водоструминному насосі, опущеному під рівень води не менше ніж на 0,5 м.

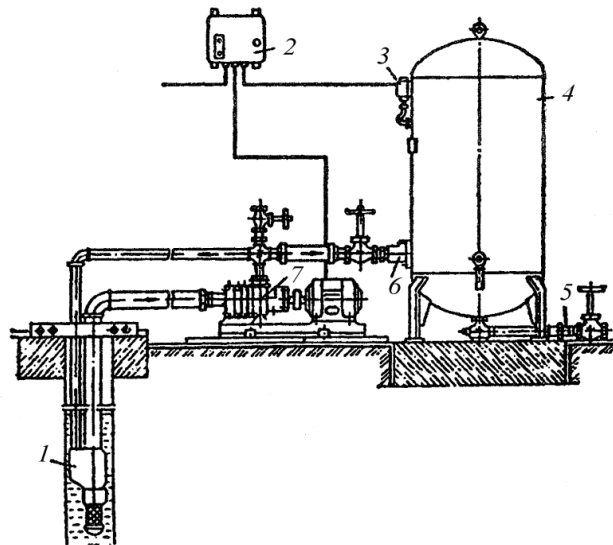


а – для підземних ґрунтових вод; б – для спільної роботи відцентрового і водоструминного насосів при подачі води з криниць та свердловин: 1 – п'єзометр; 2 і 3 – відцентровий і водоструминний насоси

Рисунок 2.46 - Схеми насосних установок з водоструминним насосом

На рисунку 2.46, б зображено схему сумісної роботи відцентрового і водоструминного насосів, де останній є допоміжним і слугує для збільшення висоти всмоктування насоса.

Водоструминні установки застосовуються в системах водопостачання для забору води з свердловин глибиною до 40 м при подачі до 5 м³/год. На рисунку 2.47 показана автоматична насосна установка з водоструминним насосним агрегатом ВН-2Ш з подачею 3,5 м³/с з глибини до 30 м.



1 – водоструминний насос; 2 – станція управління; 3 – реле тиску;

4 – водо-повітряний резервуар; 5 – напірний трубопровід;

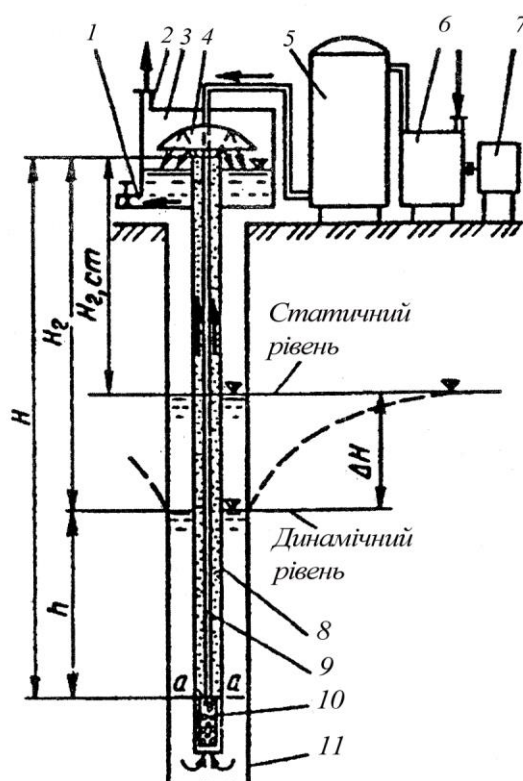
6 – автомат підтримування запасу повітря; 7 – відцентровий насос

Рисунок 2.47 - Автоматична насосна установка з водоструминним насосним агрегатом

Ерліфтні установки. Робота їх заснована на використанні енергії стиснутого повітря для підйому води з свердловин. Для підйому води в свердловину 11 окремо вводяться водопідіймальна 8 і повітряної 9 труби (рис. 2.48).

Повітряна труба, що закінчується форсункою 10, розміщується у водопідіймальній трубі або зовні неї. Форсунка подає повітря в трубу 8 бульбашками діаметром до 5 мм внаслідок чого утворюється водоповітряна емульсія з щільністю ρ_e , меншою щільності води ρ_v . Діаметр отворів форсунки приймають 3-6 мм, а число їх призначають таке, щоб сумарна площа була у 1,5-3 рази більше перетину повітряної труби. Стиснуте повітря, що виробляється компресором 6 і через повітряний ресивер 5 подається по трубі 9 до форсунки 10. Водоповітряна суміш поступає в

сепаратора 3, де повітря відділяється від води.



1 – відвідна труба; 2 – пристрій для відведення повітря; 3 – сепаратор; 4 – відбивач;
5 – повітряний резервуар; 6, 7 компресор з двигуном; 8 – підйомна труба;
9 – повітряна труба; 10 – форсунка; 11 – свердловина

Рисунок 2.48 - Схема ерліфтної установки

Для підйому водоповітряної суміші по трубі 8 необхідно, щоб тиск в перетині *a-a* води в свердловині був більше тиску емульсії:

$$\rho g h = \rho_{\text{ем}} g \left(H_{\Gamma} + h + \sum h_{\text{вт}} \right). \quad (2.123)$$

Отже, умовою руху емульсії буде:

$$\rho h > \rho_{\text{ем}} H \quad \text{або} \quad H_{\Gamma} < \left(\frac{\rho}{\rho_{\text{ем}}} - 1 \right) h \quad (2.124)$$

Звідси випливає, що висота підйому води H_{Γ} залежить від відношення $\frac{\rho}{\rho_{\text{ем}}}$ та глибини занурення форсунки під динамічний рівень води. Для визначення розмірів ерліфтної установки використовуються в основному експериментальні дані, оскільки взаємодія повітряних бульбашок з водою достатньо складна. Тому теоретичні передумови розрахунку ерліфтів містять ряд допущень.

Діаметри труб вибирають залежно від витрати за таблицею 2.8.

Таблиця 2.8 – Діаметри (мм) водопідіймальних D, повітряних d і обсадних труб Do

Витрата, л/с	Паралельна система			Центральна система		
	D	d	Do	D	d	Do
1...3	50	20	100	50	12	75
3...9	75	30	150	88	25	125
9...18	100	38	200	125	38	175
18...30	125	50	250	150	50	200
30...45	150	63	300	200	63	250
45...60	175	63	350	250	63	300
60...75	200	75	400	250	88	300
75...120	250	88	450	300	100	350

Глибина занурення форсунки під динамічний рівень визначається за формулою $h = (K - 1)H_{\Gamma}$, де K – коефіцієнт занурення форсунки, рівний:

$$K = 1 + \frac{h}{H_{\Gamma}} . \quad (2.125)$$

Цей коефіцієнт призначається залежно від геометричної висоти підйому H_{Γ} . Але від нього залежить і коефіцієнт корисної дії ерліфту $\eta_{\text{ерл}}$ (табл. 2.9).

Таблиця 2.9 – Значення коефіцієнта K та $\eta_{\text{ерл}}$

H_{Γ} , м	<15	15...30	30...60	60...90	90...120
K	3,0...2,5	2,5...2,2	2,2...2,2	2,0...1,8	1,8...1,6
$\eta_{\text{ерл}}$	0,59...0,57	0,57...0,54	0,54...0,50	0,50...0,41	0,41...0,40

Питому витрату повітря q_0 (м³ на 1 м³ води) визначають за формулою:

$$q_0 = \frac{H_{\Gamma}}{23 \eta_{\text{ерл}} \lg \left[\frac{h + 10}{10} \right]} . \quad (2.126)$$

Продуктивність компресора визначається за формулою:

$$W_{\text{к}} = \alpha_1 \alpha_2 q_0 Q_{\text{в}} , \quad (2.127)$$

де $Q_{\text{в}}$ – задана витрата води, м³/хв; α_1 і α_2 – коефіцієнти, що залежать від температури повітря та висоти над рівнем моря регіону установки ерліфту.

Для пуску ерліфта в роботу початковий (пусковий) тиск повітря повинен бути, МПа:

$$p_{\text{п}} = 0,01(H + H_{\text{г.ст}} + h_{\text{тр}}^1), \quad (2.128)$$

де $H_{\text{г.ст}}$ – відстань від поверхні землі до статичного рівня води в свердловині; $h_{\text{тр}}^1$ – гідравлічні втрати в повітряній трубі (приймаються рівними 2...5 м).

Під час роботи ерліфта тиск повітря (МПа) повинен бути:

$$p_{\text{роб}} = 0,0098(h + h_{\text{тр}}^1) \quad (2.129)$$

По тиску $p_{\text{п}}$ і витраті $W_{\text{к}}$ підбирають компресор.

Об'єм повітряного ресивера при $W_{\text{к}} < 30 \text{ м}^3/\text{хв}$ призначають рівним:

$$W_{\text{рес}} = (1,5 \dots 3,0) \sqrt{W_{\text{к}}} . \quad (2.130)$$

Для підйому води з колодязя на пасовищах промисловістю випускались ерліфти ВВ-50 з висотою підйому до 50 м.

2.6. Приклади задач

Приклад 2.1. Відцентровий насос подає прісну воду температурою $+4^{\circ}\text{C}$ по трубопроводу діаметром $d=150 \text{ мм}$ на висоту 30 м (рис. 2.49). Визначити ККД насоса, якщо потужність на його валу $N_{\text{в}} = 9 \text{ кВт}$, повний коефіцієнт опору всмоктувального і нагнітального трубопроводів $(\lambda \frac{\ell}{d} + \sum \xi) = 30$, подача насоса $72 \text{ м}^3/\text{год}$.

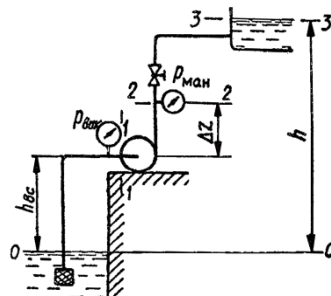


Рисунок 2.49 - Схема для розрахунку

Розв'язання. Визначимо подачу насоса в $\text{м}^3/\text{с}$

$$Q = \frac{72}{3600} = 0,02 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Середня швидкість в трубопроводі рівна:

$$v = \frac{4Q}{\pi d^2} = \frac{4 \cdot 0,02}{3,14 \cdot 0,15^2} = 1,13 \text{ м/с}.$$

Знаючи швидкість, визначаємо втрати напору:

$$\sum h_{\text{вт}} = \left(\lambda \frac{\ell}{d} + \sum \xi \right) \frac{v^2}{2g} = 30 \frac{1,13^2}{2 \cdot 9,81} = 1,95 \text{ м}.$$

Напір насоса рівний:

$$H = h + \sum h_{\text{вт}} = 30 + 1,95 = 31,95 \text{ м.}$$

Корисна потужність насоса:

$$N_{\text{к}} = \rho g Q H = 1000 \cdot 9,81 \cdot 0,02 \cdot 31,95 = 6260 \text{ Вт.}$$

Густина ρ прісної води при температурі $+4^{\circ}\text{C}$ становить 1000 кг/м^3 .

Визначимо ККД насоса:

$$\eta_{\text{н}} = \frac{N_{\text{к}}}{N_{\text{в}}} = \frac{6,26}{9,00} = 0,695.$$

Приклад 2.2. Насос перекачує прісну воду температурою $+4^{\circ}\text{C}$ (рис. 2.49). Відомо: вакуум на вході в насос $p_{\text{в}}=20 \text{ кПа}$; манометричний (надлишковий) тиск в нагнітальному патрубку насоса $p_{\text{м}}=600 \text{ кПа}$; крутний момент на валу насоса $M=50 \text{ Н}\cdot\text{м}$; частота обертання робочого колеса $n=1500 \text{ хв}^{-1}$; відстань по вертикалі між точкою підключення вакуумметра і центром манометра $\Delta z=0,7 \text{ м}$; подача $Q=10 \text{ л/с}$; діаметр всмоктувального трубопровода $d_{\text{в}}=100 \text{ мм}$, напірного – $d_{\text{н}}=75 \text{ мм}$.

Визначити ККД насоса.

Розв'язання. Визначаємо швидкості у всмоктувальному і нагнітальному трубопроводах:

$$v_{\text{в}} = \frac{4Q}{\pi d_{\text{в}}^2} = \frac{4 \cdot 0,01}{3,14 \cdot 0,1^2} = 1,27 \frac{\text{м}}{\text{с}},$$
$$v_{\text{н}} = \frac{4Q}{\pi d_{\text{н}}^2} = \frac{4 \cdot 0,01}{3,14 \cdot 0,075^2} = 2,26 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Напір насоса:

$$H = \frac{p_{\text{м}}}{\rho g} + \frac{p_{\text{в}}}{\rho g} + \Delta z + \frac{v_{\text{в}}^2 - v_{\text{н}}^2}{2g} =$$
$$= \frac{600 \cdot 10^3}{9,81 \cdot 1000} + \frac{20 \cdot 10^3}{9,81 \cdot 1000} + 0,7 + \frac{2,26^2 - 1,27^2}{2 \cdot 9,81} = 64,2 \text{ м.}$$

Густина ρ прісної води при температурі $+4^{\circ}\text{C}$ становить 1000 кг/м^3 .

Корисна потужність насоса

$$N_{\text{к}} = \rho g Q H = 1000 \cdot 9,81 \cdot 0,01 \cdot 64,2 = 6298 \text{ Вт.}$$

Потужність на валу насоса

$$N_{\text{в}} = M \omega = M \frac{2\pi n}{60} = 50 \cdot \frac{3,14 \cdot 1500}{30} = 7850 \text{ Вт.}$$

Тоді ККД насоса

$$\eta_{\text{н}} = \frac{N_{\text{к}}}{N_{\text{в}}} = \frac{6298}{7850} = 0,8.$$

Приклад 2.3. Відомі розміри робочого колеса відцентрового насоса: $D_2=180$ мм; ширина каналу робочого колеса на виході $B_2=10$ мм; середній діаметр кола, на якому розташовані вхідні кромки лопатей робочого колеса $D_1=60$ мм; кількість лопатей $z=8$; товщина лопатей $\delta_2=4$ мм; кут $\beta_2=25^\circ$. Об'ємний ККД насоса $\eta_{об}=0,9$, гідравлічний $\eta_r=0,85$. Вважати, що потік води підводиться до лопатей радіально ($\alpha_2=90^\circ$).

Визначити тиск насоса при подачі 12 л/с холодної води температурою $+4^\circ\text{C}$ і частоті обертання робочого колеса 2900 хв^{-1} .

Розв'язання. Визначимо абсолютну швидкість рідини на виході з робочого колеса

$$v_2 = \frac{Q}{\pi D_2 B_2 \Psi_2 \eta_{об}} = \frac{0,012}{3,14 \cdot 0,180 \cdot 0,01 \cdot 0,875 \cdot 0,9} = 2,7 \text{ м/с}$$

Коефіцієнт стиснення перетину:

$$\Psi_2 = 1 - \frac{z \delta_2 / \sin \beta_2}{\pi D_2},$$

де z — число лопатей; δ_2 — товщина лопатей біля виходу,

Коефіцієнт стиснення перетину $\Psi_2 = 0,875$.

Окружна швидкість на виході:

$$u_2 = \frac{\pi R_2 n}{30} = \frac{3,14 \cdot 0,09 \cdot 2900}{30} = 27,3 \text{ м/с}$$

Проекція абсолютної швидкості на окружну швидкість:

$$u_{m2} = u_2 - v_2 \cdot \text{ctg} \beta_2 = 27,3 - 2,7 \text{ctg} 25 = 21,5 \text{ м/с}$$

Коефіцієнт впливу кінечного числа лопатей K_z визначимо за формулою К. Пфлейдерера (2.41) :

$$K_z = \frac{1}{1+\Pi},$$

де

$$\Pi = 2\psi/z \left(\frac{1}{1 - \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2} \right);$$

$$\psi = (0,55 \dots 0,65) + 0,6 \sin \beta_2.$$

Тоді

$$K_z = \frac{1}{1 + \frac{2\psi}{\left[1 - \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2\right]}} = \frac{1}{1 + \frac{2 \cdot 1,2}{8 \left[1 - \left(\frac{60}{180}\right)^2\right]}} = 0,745.$$

Напір насоса визначимо за формулою (2.42), приймаючи $\cos \alpha_2 = 1$:

$$H = \frac{K_z \eta_r v_2 u_2 \cos \alpha_2}{g} = \frac{0,745 \cdot 0,85 \cdot 21,5 \cdot 27,3}{9,81} = 37,9 \text{ м.}$$

Тиск насоса p при подачі води температурою $+4^{\circ}\text{C}$ для якої густина $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$:

$$p = \rho g H = 1000 \cdot 9,81 \cdot 37,9 = 3,72 \cdot 10^5 \text{ Па.}$$

Контрольні запитання

1. Яка різниця між поняттям насос і насосний агрегат?
2. Чому рівний напір насоса при проектуванні насосної установки?
3. За якими ознаками класифікують лопатеві насоси?
4. Як встановити напір працюючого насоса або установки?
5. З яких основних конструктивних вузлів складається лопатевий насос?
6. Якими способами знижують осьові навантаження, що діють на вали горизонтальних і вертикальних насосів?
7. Вкажіть особливість заглибних насосів. У чому полягають переваги цих насосів перед іншими? У яких випадках їх застосовують.
8. Назвіть основні параметри якими характеризуються насоси.
9. Які основні принципи маркування насосів?
10. Накресліть схему і поясніть принцип дії відцентрового насоса?
11. Перерахуйте типи робочих коліс лопатевих насосів і назвіть їх особливості.
12. Дайте визначення абсолютної і відносної швидкостей рідини в робочому колесі відцентрового насоса? Накресліть трикутник швидкостей на виході з робочого колеса насоса.
13. Напишіть основні рівняння відцентрового і осьового насосів.
14. Напишіть рівняння для визначення корисної і споживаної потужності насоса (потужності на валу).
15. Дайте визначення напору, що розвивається насосом і напишіть залежність для його обчислення.
16. Дайте коротке визначення явища кавітації.
17. Що таке допустима висота всмоктування? Як її величина впливає на розташування насоса щодо рівня води у вододжерелі?

- 18.** За якими зовнішніми ознаками можна виявити виникнення кавітації в насосі? Чому не можна допускати тривалу роботу насосів в режимі кавітації?
- 19.** Дайте визначення кавітаційного запасу. Що таке допустимий кавітаційний запас і чим він відрізняється від критичного кавітаційного запасу?
- 20.** Напишіть формулу для визначення допустимої висоти всмоктування, використовуючи поняття допустимого кавітаційного запасу.
- 21.** Якими формулами описується закон пропорційності у випадку зміни частоти обертання ротора насоса та в припущенні, що ККД насоса залишається незмінним?
- 22.** Як змінюється напір насоса, якщо частоту обертання зменшити 2 рази?
- 23.** Що являють собою параметричні характеристики відцентрового насоса?
- 24.** Що таке оптимальний режим роботи насоса і як його визначити на характеристики?
- 25.** Що розуміється під коефіцієнтом швидкохідності насоса і для чого використовується цей показник? Як класифікують насоси по швидкохідності?
- 26.** За якими формулами можна визначити величину необхідного обрізання робочого колеса відцентрового насоса?
- 27.** Чим відрізняються робочі характеристики відцентрових і осьових насосів?
- 28.** Накресліть схеми та напірні характеристики паралельної і послідовної роботи відцентрових насосів.
- 29.** Коли виникають перехідні процеси при роботі лопатевих насосів? Перерахуйте основні режими роботи насоса при втраті приводу насосним агрегатом.
- 30.** Чому може виникати режим помпажу при використанні насоса з нестійкою характеристикою?
- 31.** Перерахуйте способи регулювання подачі лопатевих насосів.
- 32.** У чому особливість побудови напірних характеристик спільної роботи насосів свердловин?

3. ОБ'ЄМНІ ГІДРОМАШИНИ

3.1. Основні поняття і технічні характеристики гідравлічних машин

Об'ємними називаються гідромашини (ГМ), в яких рідина переміщується шляхом періодичної зміни об'єму камери, яку вона займає, що періодично з'єднується з місцями входу і виходу рідини. Більшість об'ємних ГМ є обертовими й можуть працювати як у режимі насоса (Н), так і в режимі гідродвигуна (гідромотора) (М).

Об'ємний насос – це ГМ, призначена для перетворення механічної енергії руху на гідравлічну енергію потоку робочої рідини.

Об'ємний двигун – це ГМ, призначена для перетворення енергії потоку робочої рідини на енергію руху вихідної ланки.

Переміщення рідини в об'ємному насосі здійснюється шляхом витиснення її з робочої камери робочим органом. В якості робочих органів можуть бути поршні, плунжери, шестерні, гвинти, пластини і т. ін. За характером руху об'ємні гідромашини, в яких робочим органом є поршні, поділяються на зворотно-поступальні або обертально-поступальні.

Класифікація ГМ з урахуванням принципу витиснення рідини з робочих камер наведена на рисунку 3.1.

Основні відмінності об'ємних насосів від розглянутих раніше лопатевих полягають у наступному:

- подача об'ємного насоса здійснюється циклічно, а не рівномірним потоком, як у лопатевих насосах. Причому за кожен цикл робочого процесу подається порція, рівна робочому об'єму насоса;
- напірний трубопровід об'ємних насосів постійно відділений від усмоктувального відповідними пристроями;
- об'ємний насос має здатність самоусмоктування, тобто здатний створювати вакуум в усмоктувальній трубі;
- ідеальна подача не залежить від тиску, який створює насос;
- тиск, створюваний насосом, не залежить від швидкості руху робочого органа.

Середня подача за секунду об'ємних насосів визначається за формулою

$$Q = \eta_{\text{он}} \frac{q_{\text{тн}} n_{\text{н}}}{60}, \quad (3.1)$$

– де $q_{\text{т}}$ – робочий об'єм насоса, тобто об'єм рідини, що витісняється робочим органом за один цикл (поворот вала кривошипа в поршневих і ротора в роторних насосах); $n_{\text{н}}$ – число робочих циклів у хвилину; $\eta_{\text{он}}$ – об'ємний ККД насоса.

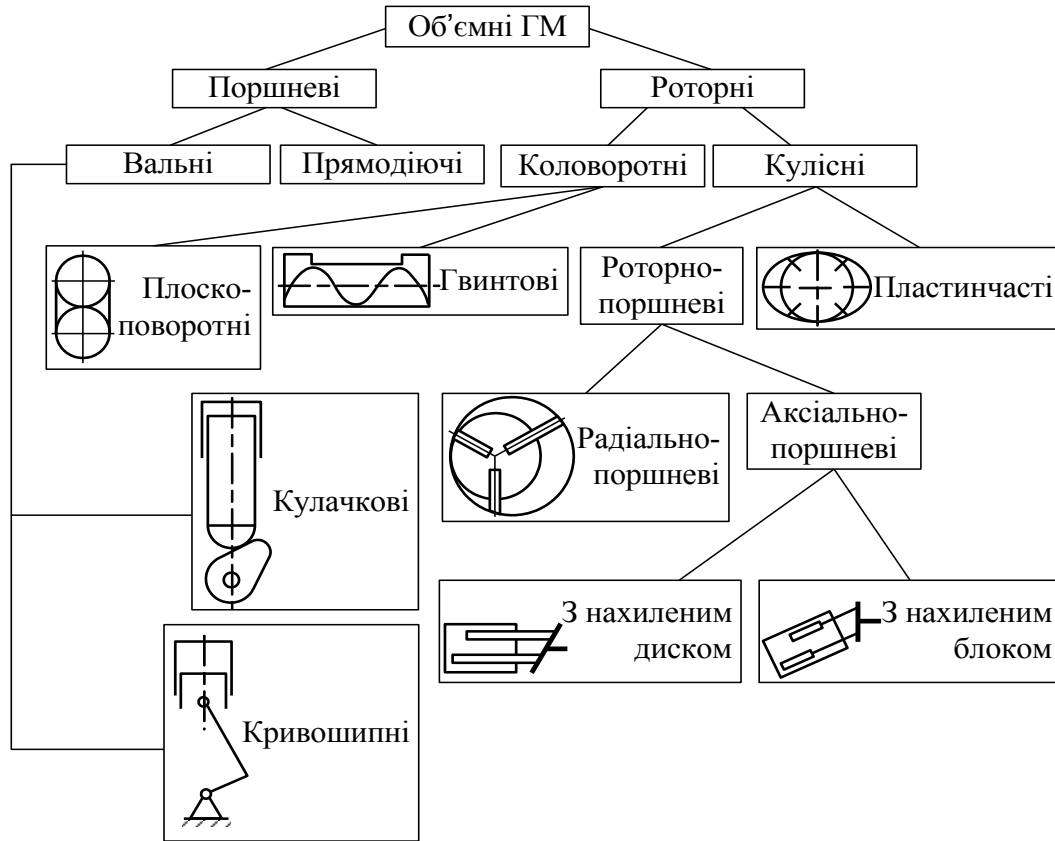
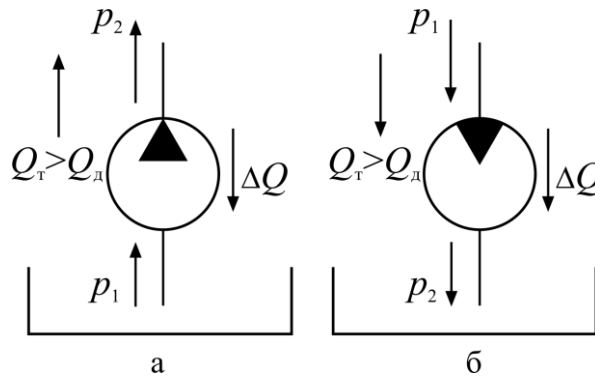


Рисунок 3.1 - Класифікація ГМ обертової дії



а – насос; б – гідромотор

Рисунок 3.2 - Схема об'ємних втрат у ГМ

Об'ємний ККД насоса дорівнює відношенню дійсної середньої подачі до ідеальної (теоретичної) середньої подачі:

$$\eta_{\text{он}} = \frac{Q_{\text{д}}}{Q_{\text{т}}}, \quad \text{де } Q_{\text{т}} = Q_{\text{д}} + \Delta Q, \quad (3.2)$$

де ΔQ – об’ємні втрати в насосі (Н).

Для гідромотора $Q_T = Q_d - \Delta Q$ (рис. 3.29, б), тоді $\eta_{ом} = q_T n_m / Q_d$.

В об’ємних насосах збільшенням кінетичної енергії звичайно зневажають, тому тиск насоса

$$p_n = p_2 - p_1, \quad (3.3)$$

де p_2 і p_1 – відповідно тиск на виході і вході в насос.

Напір насоса

$$H = \frac{p_n}{\rho g}. \quad (3.4)$$

Корисна потужність насоса

$$N_k = Q_{дн} p_n. \quad (3.5)$$

Потужність насоса (споживана)

$$N = M_{кр\ n} \omega_n, \quad (3.6)$$

де $M_{кр\ n}$ – момент на валу насоса; ω_n – кутова швидкість вала насоса.

ККД насоса – це відношення корисної потужності до потужності, споживаної насосом:

$$\eta_n = \frac{N_k}{N} = \frac{Q_{дн} p_n}{M_{кр\ n} \omega_n}. \quad (3.7)$$

В об’ємних насосах, як і в лопатевих, розрізняють гідравлічний η_r , об’ємний η_o і механічний $\eta_{мех}$ ККД.

Гідравлічний ККД враховує втрати енергії на подолання гідравлічних опорів у насосі:

$$\eta_r = \frac{p_2 - p_1}{p_{ін}} = \frac{p_n}{p_{ін}}, \quad (3.8)$$

де $p_{ін}$ – індикаторний тиск, створюваний у робочій камері насоса і відповідний теоретичному напору.

Об’ємний ККД враховує втрати, пов’язані з витоками рідини через зазори, і визначається залежністю (3.2).

Механічний ККД враховує втрати на тертя в механізмах насоса:

$$\eta_{мех} = \frac{N - \Delta N_{мех}}{N} = \frac{N_{ін}}{N}, \quad (3.9)$$

де $N_{ін}$ – індикаторна потужність, що надається рідині в

робочій камері і відповідає гідравлічній потужності в лопатевих насосах, $N_{\text{ін}} = Q_{\text{тн}} p_{\text{ін}}$.

Якщо залежність (3.7) помножити й розділити на $N_{\text{ін}}$, одержимо:

$$\eta_i = \frac{Q_{\text{аі}} p_i}{N} \frac{N_{\text{з}}}{Q_{\text{оі}} p_{\text{зі}}} = \frac{p_i}{p_{\text{з}}}} \frac{Q_{\text{аі}}}{Q_{\text{оі}}} \frac{N_{\text{з}}}{N} = \eta_{\text{аі}} \eta_{\text{іі}} \eta_{\text{аоі}}. \quad (3.10)$$

Тобто ККД насоса (загальний) дорівнює добутку часток ККД – гідравлічного, об'ємного й механічного. Така ж залежність зберігається і для гідродвигуна.

Об'ємні гідродвигуни можуть класифікуватися тими ж показниками, що й об'ємні насоси, але з урахуванням властивостей їхньої обертовості, під якими розуміється придатність гідромашини для роботи як у режимі насоса, так і в режимі гідромотора.

Об'ємна ГМ, призначена для роботи як у режимі насоса, так і в режимі гідромотора, називається насосом-мотором. Будь-яка об'ємна ГМ (насос чи гідромотор) працює на принципі витиснення рідини. Її робочий орган захоплює в прийомні порожнини машини деякий об'єм рідини, що потім переміщується з робочим органом машини до нагнітальної порожнини, де рідина витісняється під деяким тиском з робочого органа в цю порожнину.

При обертанні вала насоса об'єм камер останнього змінюється, причому при робочому циклі цей об'єм зменшується, і рідина, що його заповнює, витискається в нагнітальну порожнину.

Для гідродвигуна об'єм камер (камери) при робочому ході збільшується, і рідина, що надійшла до нього із зовнішнього джерела, заповнює ці камери.

Основні параметри гідродвигуна – робочий об'єм $q_{\text{т}}$, витрата Q , перепад тиску Δp , крутильний момент $M_{\text{кр}}$, потужність N , а також об'ємний $\eta_{\text{о}}$ і механічний $\eta_{\text{мех}}$ ККД.

Робочий об'єм для гідромоторів поршневого типу буде дорівнювати

$$q_{\text{т}} = FSiZ, \quad (3.11)$$

де F – площа поршня, м^2 ; S – хід поршня, м ; i – число поршнів; Z – число циклів за один оберт.

Для гідроциліндрів $q_{\text{т}} = FS$, де S – хід поршня гідроциліндра; для гідромоторів зворотно-обертального типу $q_{\text{т}} = FS$, де S – хід пластини, обмірюваний по дузі, описаній її центром ваги.

Так само, як і роторний насос, гідромотор характеризується теоретичною витратою рідини за один оберт ротора:

$$Q_T = q_T n_m. \quad (3.12)$$

Перепад тиску на гідромоторі визначається різницею між тисками на вході й на виході:

$$\Delta p = p_1 - p_2. \quad (3.13)$$

Корисна потужність гідромотора дорівнює добутку крутильного моменту на його валу на кутову швидкість вала:

$$N_k = M_{кр} \omega. \quad (3.14)$$

Потужність, споживана гідромотором,

$$N = Q \Delta p. \quad (3.15)$$

Відношення N_k/N визначає загальний ККД гідромотора, що дорівнює добутку трьох часток ККД, тобто

$$\eta_m = N_k / N = \eta_{гм} \eta_{ом} \eta_{мехм}. \quad (3.16)$$

Переписавши вираз (3.16) у вигляді

$$M_{кр} \omega = \Delta p Q \eta_m \quad (3.17)$$

і замінивши $\omega = 2\pi n$, одержимо вираз для крутильного моменту на валу гідромотора:

$$M_{кр} = 0,159 \frac{\Delta p Q \eta_m}{n}. \quad (3.18)$$

У системі СІ $N = Q \Delta p [\text{Вт}]$; $M_{кр} = \frac{\Delta p Q}{\omega} [\text{Нм}]$, де ω – кутова швидкість, с^{-1} ; Q – витрата, $\text{м}^3/\text{с}$; Δp – перепад тиску, МПа.

3.2. Роторні гідромашини

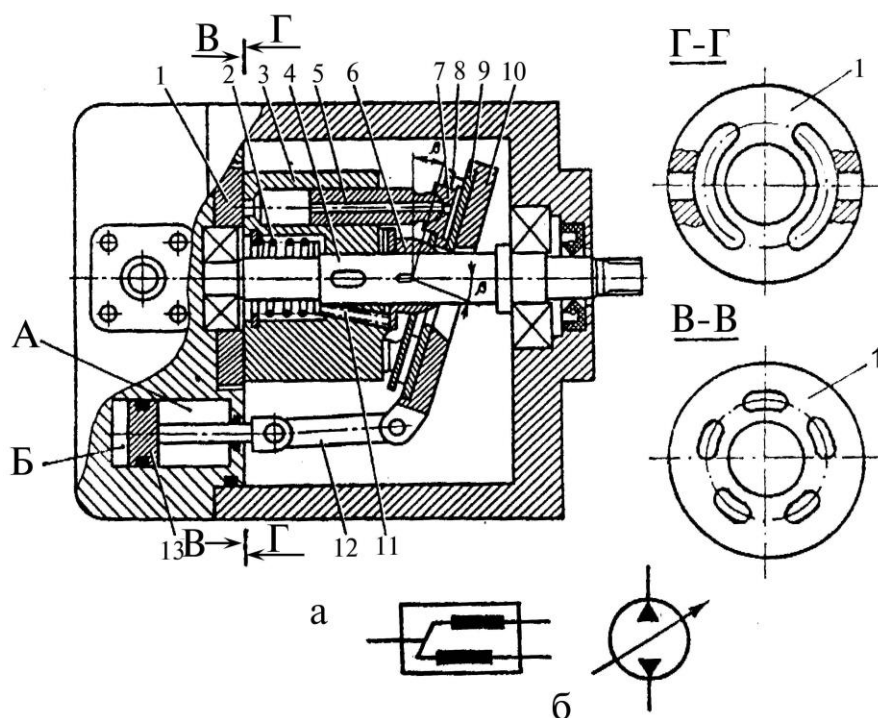
Під роторними ГМ розуміють об'ємні насоси і гідромотори, в яких рухливі робочі елементи, що утворюють робочі камери, роблять обертальний рух чи обертальний у сполученні зі зворотно-поступальним рухом. Роторні ГМ знайшли широке застосування в гідроприводах, тому що мають малу питому масу й об'єм, який приходить на одиницю потужності, високий ККД, можливість регулювання й реверса подачі. Вони швидкохідні ($n = 1500 \dots 5000 \text{ хв}^{-1}$), не мають клапанів і, як правило, обертові, тобто можуть працювати як у режимі насоса, так і в режимі гідромотора. Робоча рідина – мінеральні масла. За характером руху робочих органів роторні ГМ поділяють на роторно-поступальні й роторно-

обертальні.

Роторно-поступальні ГМ бувають двох типів: роторно-поршневі й роторно-пластинчасті.

Роторно-поршневі ГМ розрізняють за напрямком руху поршня: аксіальні з похилим циліндровим блоком чи з похилим диском; радіальні – роторно-плунжерні.

Аксіальні роторно-поршневі (плунжерні) ГМ з похилим нерухомим чи поворотним диском знайшли широке застосування на мобільних сільськогосподарських машинах. На рисунку 3.3, а наведений аксіальний роторно-поршковий (плунжерний) регульований насос з похилим диском, а на рисунку 3.3, б – його умовне графічне зображення.



а – з похилим диском; б – умовне позначення насоса

Рисунок 3.3 - Аксіальний роторно-поршковий регульований насос

Блок циліндрів 3 установлений на валу 4 і підтиснутий пружинами 2 і 11 до розподільчого диска 1. У циліндрах блоку розміщені поршні 5, що через башмаки 7 спираються на опорне кільце 9 похилого диска 10. Башмаки у свою чергу притиснуті до опорного кільця 9 пружинами 2 і 11 через втулку 6 зі сферичною зовнішньою поверхнею і сепаратор 8. Поворот похилого диска 10 на кут β здійснюється через тягу 12 переміщенням поршня 13 механізму керування. При підведенні рідини в порожнини А і Б циліндра механізм керування змінює кут нахилу шайби (похилого диска) у межах кута $\pm \beta$ (рис. 3.3). З кінематичної схеми (рис. 3.4)

видно принцип роботи роторно-поршневої гідромашини з похилим поворотним диском.

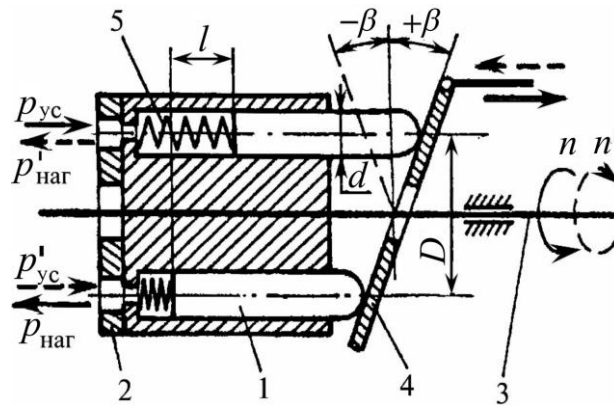


Рисунок 3.4 - Схема кінематична аксіальної роторно-поршневої (плунжерної) гідромашини з поворотним диском

При обертанні вала 3 плунжери 1 роблять зворотно-поступальний рух у циліндрах ротора. При цьому гідромашина працює в режимі насоса: плунжер 1 рухається вправо, відбувається усмоктування $p_{ус}$ рідини в порожнину циліндра, а коли він рухається вліво, то рідина виштовхується з нього — $p_{наг}$. Величина ходу l плунжера 1 залежить від кута нахилу β опорного поворотного диска 4. Коли поверхня похилого диска 4 перпендикулярна осі вала 3 ($\beta=0$), плунжери 7 зворотно-поступального руху в циліндрах не роблять ($l=0$). За один оберт вала 3 кожен плунжер робить один хід l (рис. 3.4) вправо, усмоктуючи з порожнини об'єм рідини $\Delta Q = \frac{\pi d^2}{4} l z$ і один хід вліво, виштовхуючи цей об'єм у нагнітальну порожнину. Теоретична подача насоса за один оберт вала, що має в роторі z плунжерів, буде дорівнювати

$$q_{\tau} = \frac{\pi d^2}{4} l z = \frac{z \pi d^2}{4} D \operatorname{tg} \beta. \quad (3.19)$$

Дійсна подача насоса Q , що має частоту обертання n приводного вала 3, може бути знайдена з рівняння

$$Q = q_{\tau} n \eta_0. \quad (3.20)$$

Якщо в порожнину нагнітання насоса $p_{наг}$ подати тиск від іншого насоса, то на плунжері виникає зусилля від цього тиску, що розкладається на дві складові в точці дотику головки плунжера з поверхнею опорної шайби 4. Під дією окружної складової цього зусилля ротор гідромашини починає обертатися, і гідромашина

працює в режимі гідромотора. При цьому з вала 3 можна знімати механічну енергію. При зміні напрямку обертання вала 3 з n на n' чи зміні кута нахилу шайби з $+\beta$ на $-\beta$ (рис. 3.4) змінюється напрямок руху потоку рідини p_{yc} на p'_{yc} і $p_{наг}$ на $p'_{наг}$. У будівельній техніці, дорожніх машинах та інших машинах широко застосовують аксіальні роторно-поршневі ГМ з похилим нерухомим чи поворотним циліндровим блоком. Наприклад, конструкція аксіально-поршневого гідромотора типу ПМ з похилим нерухомим блоком циліндрів і несилowym карданом представлена на рисунку 3.5.

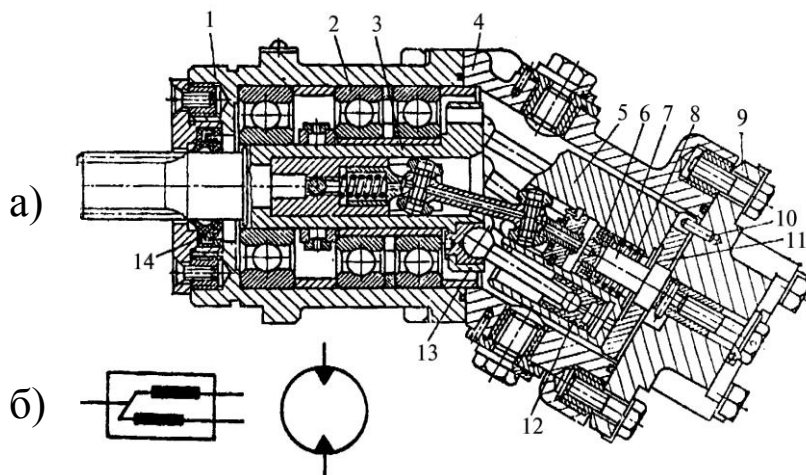


Рисунок 3.5 - Аксіальний роторно-поршневий гідромотор з нерухомим похилим блоком а) і його умовне позначення б)

В отворі корпусу 1 на підшипниках 2 установлений вал 3, що через кардан з'єднаний з циліндровим ротором 5, встановленим у корпусі 4 на осі 7 з підшипником 6 і притиснутим пружиною 8 до розподільчого диска 11 з двома дугоподібними каналами (рис. 3.6, вид В-В). У циліндрах ротора розміщені поршні 12, що завальцьовані на малі сферичні головки шатунів. Великі сферичні головки завальцьовані у фланці 13 вала 3, що має шліцьовий кінець для з'єднання з валом навантаження. Штифт 10 запобігає повертання розподільчого диска 11 відносно кришки 9, в якій розташовані канали для підведення і відведення робочої рідини. Витрати рідини між поверхнями торця ротора і диска 11 накопичуються всередині корпусів 1 і 4 і звідти відводяться на злив. Герметизація гідромотора здійснюється за допомогою ущільнювальних кілець і манжети 14. Зі схеми (рис. 3.6) видно принцип роботи аксіально-поршневої гідромашини з похилим блоком ($\beta = \text{const}$) у режимі гідромотора. Робочий цикл гідромотора складається з процесу нагнітання робочої рідини $p_{наг}$ у робочі камери A_i через отвори Ж (переріз Б-Б), розташовані над

відповідним дугоподібним вікном Е чи К (переріз В-В), і витиснення рідини з камер на злив $p_{зл}$.

Наприклад, нагнітання $p_{наг}$ робочої рідини Q відбувається в робочих камерах А, що в цей момент з'єднані з нагнітальним дугоподібним вікном Е розподільчого диска 1. Сила тиску, що діє на поршні 2 по осі циліндрів ротора 3, через шатуни 4 передається на фланець 6 вала 7 під кутом β . Розкладання вертикальних складових діючих у площині фланця 6 сил дає радіальні і тангенціальні сили від кожного з поршнів, з'єднаних з порожниною нагнітального вікна Е. Радіальні складові сприймаються підшипниками вала, а тангенціальні сили створюють момент $M_{кр}$ щодо осі вала, що надає валу мотора обертання з частотою

$$n_m = \frac{\eta_o Q_m}{q_m} c^{-1}. \quad (3.21)$$

Крутильний момент на валу гідромотора визначають за формулою

$$M_{кр} = \Delta p_m \eta_{tm} q_{tm} / 2\pi \text{ Нм}, \quad (3.22)$$

де $\Delta p_m = p_{max} - p_{зл}$ – перепад тиску на гідромоторі, Па; η_{tm} – ККД гідромотора.

Величину q_{tm} (м³/об) можна знайти за рівнянням (3.19), в яке підставляються значення параметрів, позначених на рисунку 3.6.

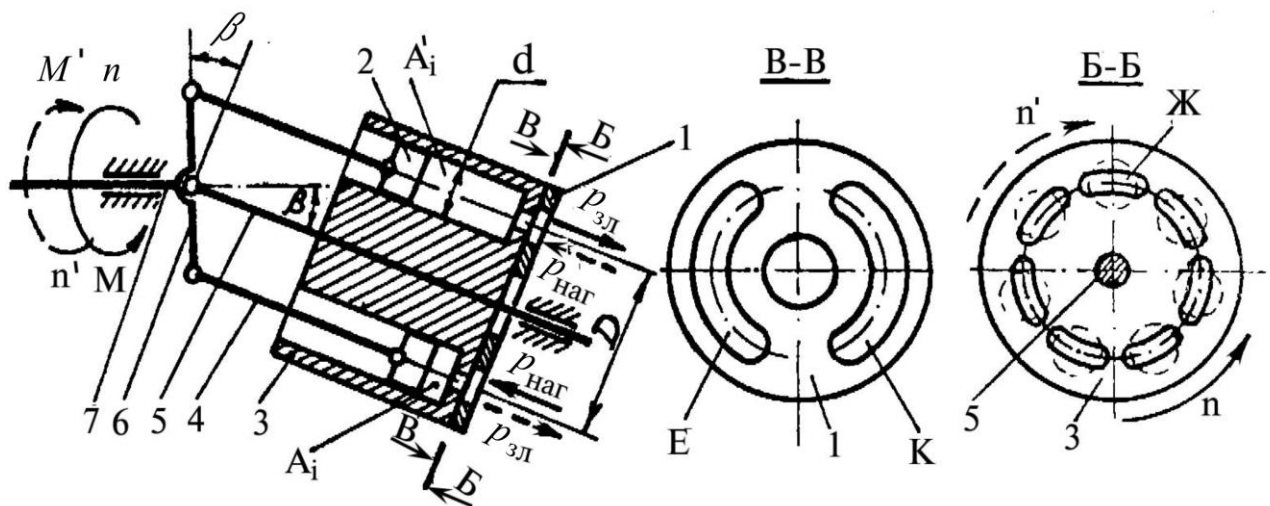


Рисунок 3.6 - Схема аксіального роторно-поршневого гідромотора з нерухомим похилим блоком

Обертання вала 7 за допомогою несилового кардана 5 передається блоку циліндрів 3, у результаті чого відбувається з'єднання наступних робочих камер з порожниною нагнітання Е. Одночасно відбувається процес витиснення в робочих камерах А',

що в цей момент з'єднані з дугоподібним вікном К, і рідина під тиском $p_{зл}$ йде на злив. Під час роботи блок циліндрів 3 притиснутий до розподільчого диска 1 гідравлічними силами. Якщо змінити напрямок потоку рідини й нагнати її в робочі камери А_і через дугоподібне вікно К під тиском $p_{наг}$, то напрямок обертання циліндрового блока 3 і вала 7 гідромотора зміниться на протилежний.

З аналізу рівнянь (3.19) і (3.20) видно, що змінити частоту обертання вала гідромотора можна за рахунок зміни величини витрати, що підводиться до гідромотора, чи зміною $q_{тм}$, а величину моменту $M_{кр}$ на його валу – за рахунок зміни перепаду тиску Δp_m або $q_{тм}$. З рівняння (3.19) видно, що величину $q_{тм}$ можна змінити за рахунок зміни величини кута нахилу циліндрового блоку в межах $\beta = 10...30^\circ$. Зі збільшенням кута нахилу β при $q_m = \text{const}$ частота обертання вала мотора зменшується, а крутильний момент $M_{кр}$ відповідно зростає.

Сучасна промисловість випускає роторно-поршневі насоси, що мають такі параметри: $n_{ном} = 950...3500 \text{ хв}^{-1}$, номінальний тиск $p_{ном} = 15...40 \text{ МПа}$, теоретична подача за один оберт вала (робочий об'єм) $q_t = (5...500) \cdot 10^{-6} \text{ м}^3/\text{об}$, об'ємний ККД $\eta_o = 0,97$, повний ККД насоса $\eta_n = 0,82...0,93$, гідромеханічний ККД можна знайти:

$$\eta_{г мех} = \frac{\eta_{пов}}{\eta_o}. \quad \text{Технічні характеристики аксіально-поршневих}$$

гідромашин пред- ставлені у справочній літературі.

Радіально-поршневі гідромашини знайшли широке застосування у верстатах і пресах.

На рисунку 3.7 наведена конструктивна схема радіально-поршневого насоса однократної дії типу НПМ. Принцип роботи насоса полягає в наступному.

Поршні 6, обертаючись разом із блоком циліндрів 4, беруть участь одночасно у зворотно-поступальному русі в радіальному напрямку, тому що вони спираються на кільцеву направляючу поверхню 5 статора 3, розміщену з ексцентриситетом e щодо осі 0 обертової частини гідромашини (ротора).

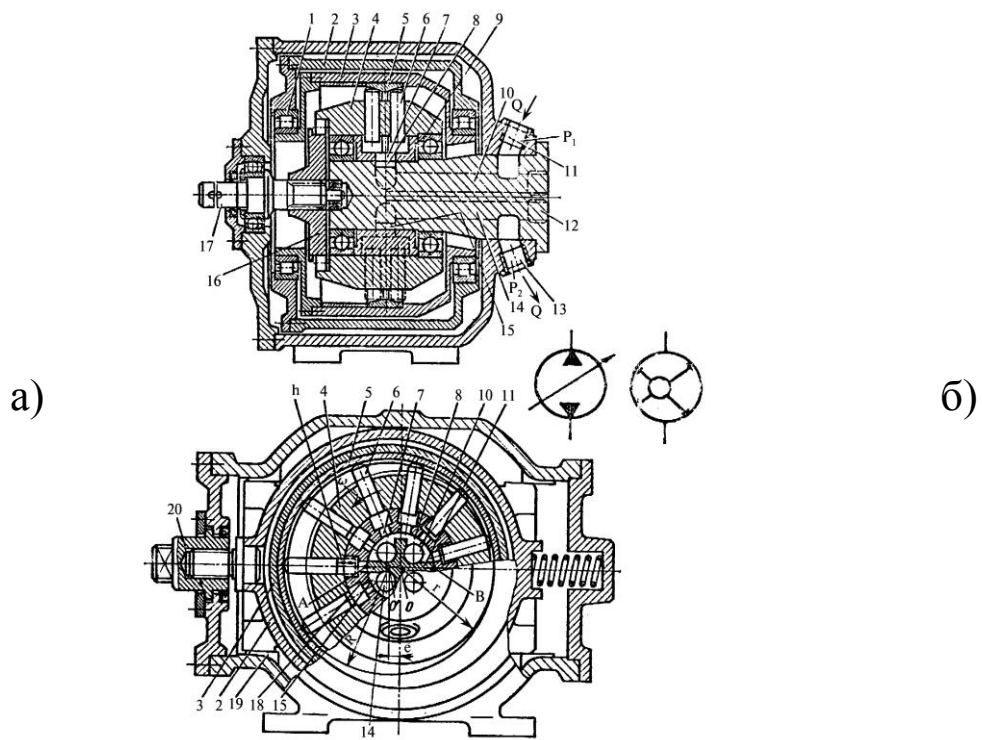


Рисунок 3.7 - Радіально-поршневий регульований насос з точечним контактом поршнів і статора – а) та його умовне позначення – б)

Кінематична схема для одного поршня машини показана на рисунку 3.8. З її розгляду видно, що такий механізм представляє інверсію кривошипно-шатунного механізму. Кривошип $OO' = e$ закріплений, а шатун OC , обертаючись навколо центра O' , сковзає кінцем C по промені OC осі циліндра, що обертається навколо центра O . Хід поршня за половину оберту ротора визначений ексцентриситетом: $h = 2(OO') = 2e$.

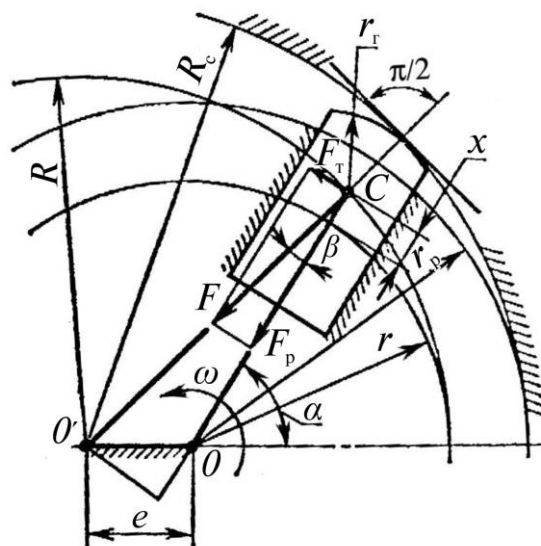


Рисунок 3.8 - Кінематична і силова схема радіально-поршневої гідромашини

Поточне значення переміщення поршнів підкоряється залежності $x = R \cos \beta - e \cos \alpha - r$, оскільки $R = r + e$, а

$x = e(1 - \cos \alpha) - R(1 - \cos \beta)$. Крім того, $R \gg e$. При цьому $\cos \beta \approx 1$. Тоді величина переміщення поршня приблизно буде дорівнювати $x \approx e(1 - \cos \alpha)$.

На рисунку 3.7 показана радіально-поршнева регульована гідромашина з точечним контактом “метал по металу” між сферичними головками поршнів 6 і ведучими кільцями 5 статора. Контактні навантаження в цій парі обмежують максимальний тиск до $p_{\text{нmax}} \approx 16$ МПа.

Зміна подачі на ходу здійснюється зміною ексцентриситету $e \leq e_{\text{max}}$. Для цього корпус 2, усередині якого на підшипниках 1 розташований обертовий статор 3 з кільцями 5, виконаний ковзним у направляючих 19. Перехід центра статора O' через центр ротора O приводить до зміни напрямку подачі насоса чи до зміни напрямку обертання в режимі гідромотора. Завдяки вільному обертанню статора зменшується тертя при повільному ковзанні головок поршнів по кільцях 5. Конічна форма кілець 5 змушує поршні при цьому обертатися, що також знижує тертя і, отже, зменшує знос при їхньому ковзанні в циліндрах.

Розподіл рідини виконується цапфою 12 із прорізами 15 і 8 та перемичками 18, на якій обертається ротор, що центрується підшипниками 9. При обертанні кожен циліндр половину оберту з'єднаний вікном 7 із прорізом 15, а іншу половину – з прорізом 8. Осьові отвори 14 і 10 з'єднують прорізи з підвідною 11 і відвідною 13 магістралями.

Щоб уникнути прогину цапфи 12 під дією односторонніх сил тиску, а також щоб уникнути розкриття зазору між цапфою і блоком циліндрів 4, застосовують гідростатичне розвантаження цапфи. Поршні висуваються з циліндрів під дією відцентрових сил і тиску рідини. Для зменшення навантаження в місці контакту поршнів 6 і кілець 5 площу поршнів прагнуть зробити меншою, а їхнє число – якомога більшим. Одночасно це сприяє вирівнюванню подачі й зменшенню радіальних габаритних розмірів завдяки зменшенню ходу h при заданому значенні q_t . Питому теоретичну подачу q_t (за один оберт вала) можна обчислити за формулою. Дійсну продуктивність насоса Q , що має частоту обертання n приводного вала 5, можна знайти за формулою (3.20) після підстановки значення $q_t = \frac{\pi d^2}{4} l z$:

$$Q = q_{\tau} n \eta_o = \frac{\pi d^2}{4} 2 e z n \eta_o = \frac{\pi d^2}{4} e z n \eta_o, \quad (3.23)$$

де $l = 2e$ – повний хід поршня; e – ексцентриситет; z – число поршнів (плунжерів); d – діаметр поршня (плунжера).

З рівняння (3.23) випливає, що продуктивність насоса можна регулювати не тільки за рахунок зміни частоти обертання вала, але й за рахунок зміни величини ексцентриситету e . Якщо статор 1, встановлений у корпусі насоса на направляючих (рис. 3.7, 3.8), перемістити вліво так, щоб вертикальні осі статора й ротора насоса збіглися ($e = 0$), то продуктивність стане рівною нулю ($Q = 0$). При можливості зсуву статора в обидва боки від осі ротора з'являється можливість реверса напрямку потоку робочої рідини.

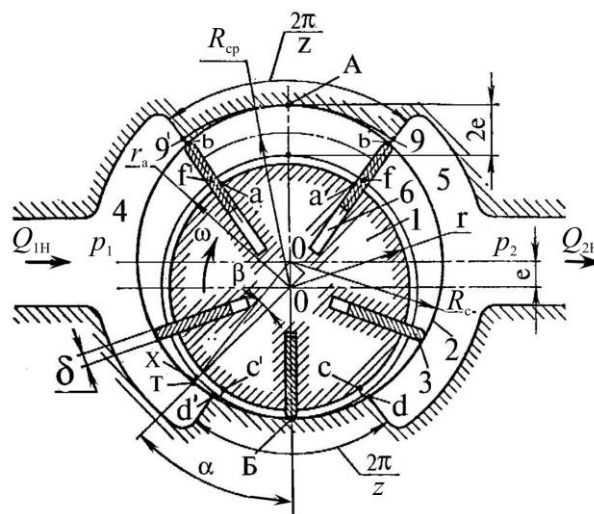


Рисунок 3.9 - Схема пластинчастого насоса однократної дії

Гідромотори високомоментні радіально-поршневі МР використовуються для обертання механізмів будівельних, дорожніх, вантажопідйомних та інших машин. Перевагою таких гідромоторів є одержання великих крутильних моментів ($M_{кр} = 200 \dots 3000$ Нм) при малій частоті обертання вала ($n = 0,016 \dots 2,16$ с⁻¹), що дає можливість безпосереднього з'єднання вала гідромотора з робочим органом машини (колесом, лебідкою, ходовим гвинтом і т. ін.) без застосування редукторів чи коробки зміни передач. Завод “Будгідравліка”, м. Одеса, виготовляє 7 типорозмірів таких гідромашин: МР-45, МР-700, МР-1100, МР-1800, МР-2800, МР-4500 і МР-7000, що забезпечує одержання мінімальної частоти обертання вала гідромотора $n_{\min} = 0,016 \dots 0,026$ с⁻¹ і номінальною частотою обертання від $n_{\text{ном}} = 0,5$ с⁻¹ (МР-7000) до $n_{\text{ном}} = 2,16$ с⁻¹ (МР-450) при відповідних значеннях

$q_T = 7000 \text{ см}^3/\text{об}$ і $q_T = 450 \text{ см}^3/\text{об}$. Ці гідромотори можуть працювати при $p_{\text{ном}} = 21 \text{ МПа}$ і $p_{\text{max}} = 25 \text{ МПа}$.

3.3. Поршневі гідромашини

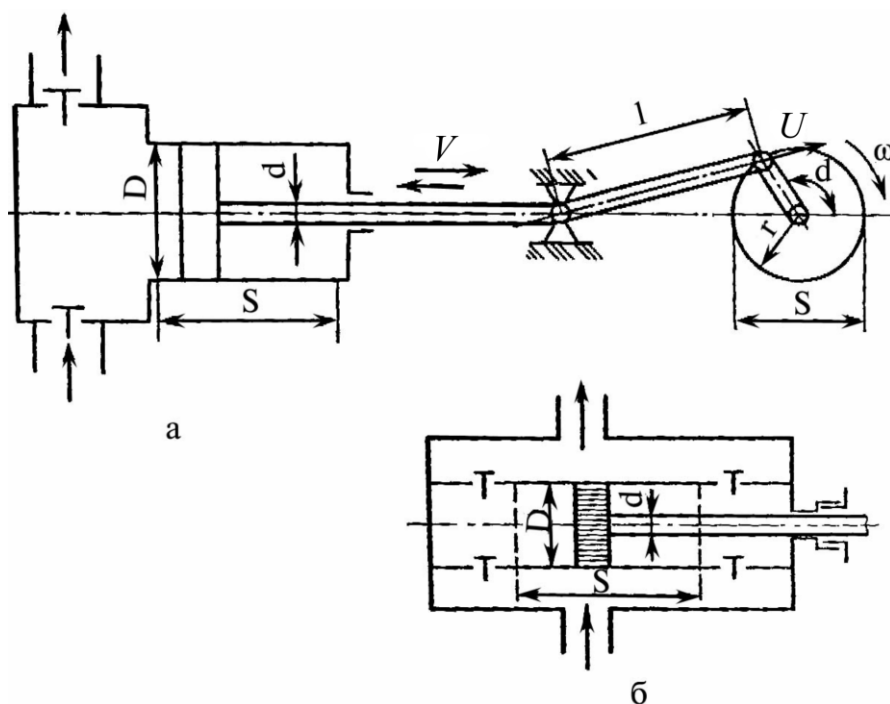
Поршневі насоси. При великій різноманітності конструкцій можна всі їх поділити на три групи: а) насоси одинарної (простої) дії; б) насоси подвійної дії; в) насоси потрійної дії.

У насосі простої дії (рис. 3.10, а) за один оберт вала (подвійний хід поршня) насос робить один такт усмоктування й один такт нагнітання.

Дійсна подача такого насоса визначається за формулою

$$Q_n = \eta_{\text{он}} \frac{SFn}{60} \text{ м}^3/\text{с}. \quad (3.24)$$

У насосі подвійної дії (рис. 3.10, б) за один оберт вала кривошипа відбувається два такти нагнітання й усмоктування. Подача цього насоса рівномірніша, ніж у насоса простої дії.



а – простої дії, б – подвійної дії

Рисунок 3.10 - Схема поршневого насоса

За один оберт вала кривошипа об'єм, що витісняється поршнем, дорівнює $q_T = SF + S(F - f) = (2F - f)S$, де f – площа штока поршня, м^2 .

Середня подача насоса визначається залежністю

$$Q_n = \eta_{он} \frac{(2F - f)Sn}{60} \text{ м}^3/\text{с}. \quad (3.25)$$

Насос потрійної дії являє собою строєний насос простої дії. Звідси середня подача виразиться за такою формулою:

$$Q_n = 3\eta_{он} \frac{FSn}{60} \text{ м}^3/\text{с}. \quad (3.26)$$

Якщо зневажити площею штока при визначенні подачі насоса, то його секундна подача може бути визначена із загальної формули

$$Q_n = \eta_{он} i \frac{FSn}{60} \text{ м}^3/\text{с}, \quad (3.27)$$

де i – число дій насоса (для насоса одинарної дії $i = 1$, подвійної – $i = 2$, потрійної – $i = 3$ і т. д.).

До переваг поршневих насосів належать: досить високий ККД; незалежність напору від подачі; здатність перекачування рідин з різною в'язкістю; добра усмоктувальна здатність.

Їм властиві і серйозні недоліки: нерівномірна подача й різкі коливання тиску, тихохідність, висока відносна вартість і металоємність.

Характерна риса роботи поршневих насосів полягає в тому, що тиск, який розвивається, не залежить від подачі і визначається характеристикою трубопроводу.

Характеристика впливу тиску в насосі на його подачу наведена на рисунку 3.11. Як бачимо, теоретична подача не залежить від тиску. Дійсна ж подача зі збільшенням тиску трохи падає через збільшення об'ємних втрат у насосі. Фактичний тиск, що розвивається насосом, визначається точками A чи B перетинання характеристик трубопроводу і залежністю $p_n - Q$.

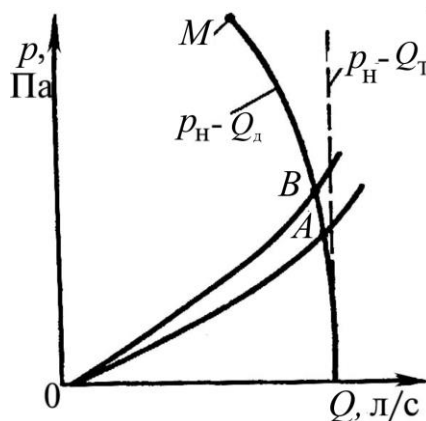
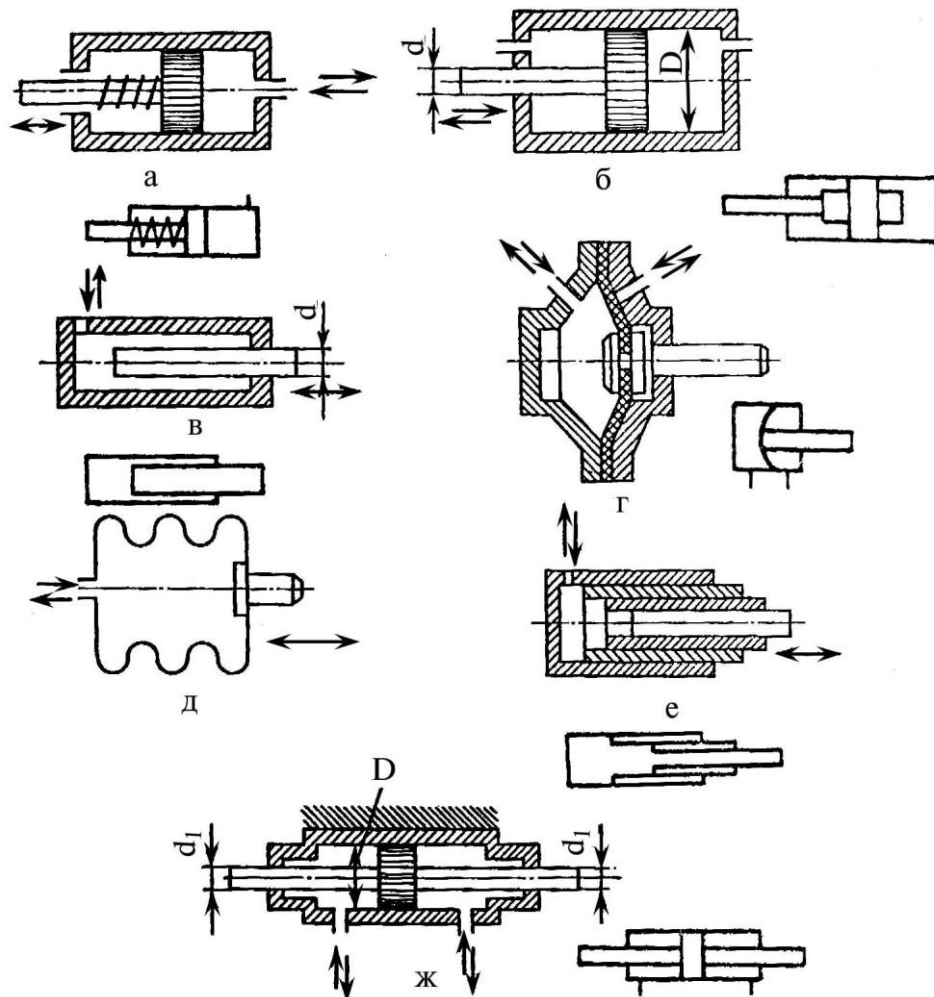


Рисунок 3.11 - Вплив тиску на подачу поршневого насоса

При досягненні максимального тиску в насосі (точка M) відбувається відкриття запобіжного клапана. З викладеного ясно, що запуск поршневих насосів потрібно здійснювати при відкритій засувці на нагнітальній лінії.

Регулювання подачі поршневого насоса здійснюють шляхом зміни $\eta_{\text{он}}$ за допомогою регульованого перепускного клапана, через який частина рідини з нагнітального трубопроводу чи робочої камери направляється знову в усмоктувальний трубопровід.

Гідроциліндри – це об'ємний гідродвигун зі зворотно-поступальним рухом вихідної ланки. У різних галузях техніки використовуються найрізноманітніші як за конструкцією, так і за функціональним призначенням типи гідроциліндрів. Конструктивні схеми гідроциліндрів представлені на рисунку 3.12, а технічні характеристики деяких типів гідроциліндрів – у додатку 7.



а – поршковий односторонньої дії; б – поршковий двосторонньої дії; в – плунжерний; г – мембранний; д – сильфонний; е – телескопічний; ж – зі штоком, розташованим по обидві сторони поршня

Рисунок 3.12 - Конструктивні схеми гідроциліндрів та їх умовні позначки

Гідроциліндр, в якому рух вихідної ланки під дією робочої рідини можна забезпечити тільки в одному напрямку, називається **гідроциліндром односторонньої дії** (рис. 3.12, а). Рух вихідної ланки при цьому в протилежному напрямку може відбуватися під дією пружини, сили ваги чи іншим способом. Якщо ж рух вихідної ланки можливий у двох протилежних напрямках, то такий гідроциліндр називається **гідроциліндром двосторонньої дії** (рис. 3.12, б).

У залежності від конструкції робочої ланки гідроциліндри бувають: поршневі (рис. 3.12, а, б), плунжерні (рис. 3.12, в), мембранні (рис. 3.12, г), сильфонні (рис. 3.12, д). Під робочою ланкою гідродвигуна взагалі і гідроциліндра зокрема розуміється деталь чи група деталей, що беруть участь в утворенні робочої камери і приводять у рух вихідну ланку.

Наведені конструктивні схеми гідроциліндрів дозволяють забезпечити повний хід вихідної ланки рівним ходом робочої ланки, і тому їх прийнято називати одноступінчастими гідроциліндрами. А гідроциліндри, в яких повний хід вихідної ланки дорівнює сумі ходів усіх робочих ланок, називаються телескопічними (рис. 3.12, е).

У залежності від числа поршнів чи плунжерів телескопічні гідроциліндри можуть бути двоступінчастими, трьохступінчастими і т. д. При цьому ступінь з найменшим діаметром поршня чи плунжера називається першим ступенем, наступний – другим ступенем і т. д.

Розрізняють гідроциліндри з одностороннім і двостороннім штоком, розуміючи під першим поршковий гідроциліндр зі штоком з однієї сторони і під другим – гідроциліндр зі штоком, розташованим по обидві сторони поршня (рис. 3.12, є). Нерідко доцільно з'єднувати з рухомою частиною машини не шток, а корпус циліндра. Рідину в циліндр у цьому випадку підводять через гнучкі трубопроводи (шланги) або через канали в штоку.

При експлуатації гідроциліндрів, особливо з великими інерційними навантаженнями на вихідній ланці, з метою запобігання виникненню ударних навантажень використовують гідроциліндри з гальмуванням, у конструкції яких передбачаються пристрої, що демпфують, цим самим забезпечуючи плавне сповільнення руху поршня.

Найбільш розповсюджені конструктивні схеми таких демпферів показані на рисунку 3.13. У конструкції (рис. 3.13, а)

демпфірування досягається за рахунок видавлювання рідини стовщенням штока через кільцевий зазор, що утворюється між цим стовщенням і циліндричним розточенням, виконаним у кришці гідроциліндра. У конструкції (рис. 3.13, б), в якій демпфірування досягається послідовним вимиканням випускних отворів, що з'єднують порожнину гідроциліндра з лінією зливу, активною гальмовою поверхнею служить уся площа поршня (чи площа поршня за винятком площі штока).

У конструкції, показаній на рисунку 3.13, в, демпфірування здійснюється включенням наприкінці ходу поздовжньої дроселюючої щілини, а в конструкції на рисунку 3.13, г – вимиканням дросельного клапана.

У гідросистемах тракторів і сільськогосподарських машин застосовують гідроциліндри як поршневі, так і плунжерні. Плунжерні гідроциліндри у свою чергу поділяються на одноступінчасті і багатоступінчасті (телескопічні). У начіпних системах тракторів, а також у машинах, в яких у процесі роботи необхідно регулювати хід штока, використовують в основному уніфіковані поршневі гідроциліндри типу Ц з робочим тиском 10, 16 і 20 МПа.

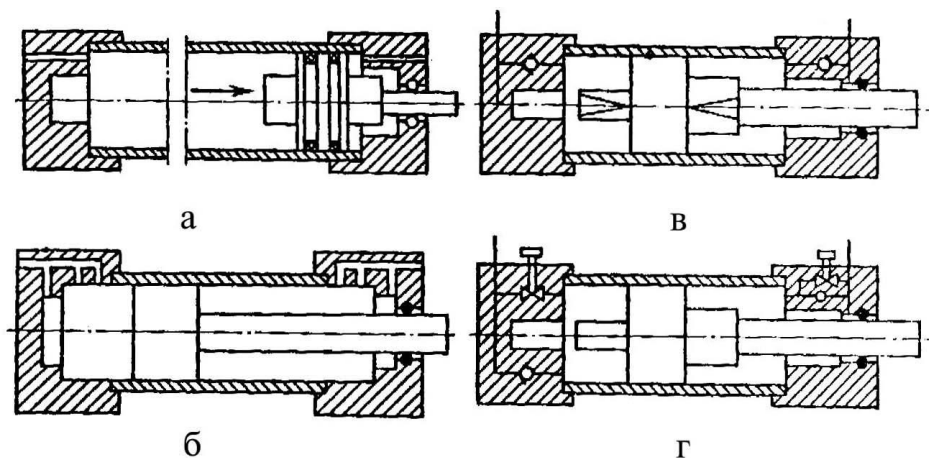


Рисунок 3.13 - Конструктивні схеми демпфіруючих пристроїв гідроциліндрів

У гідросистемах сільськогосподарських машин застосовуються в основному нормалізовані поршневі гідроциліндри, розраховані для роботи на мінеральних маслах у діапазоні температур робочої рідини від -10 до +70 °С. Максимальний тиск для цих гідроциліндрів 16 МПа, швидкість поршня – до 0,5 м/с.

Плунжерні гідроциліндри застосовуються для здійснення зворотно-поступального руху робочих органів, коли зворотний хід

цих органів відбувається за рахунок власної маси чи за рахунок дії пружинних та інших пристроїв. Зокрема, плунжерні гідроциліндри застосовуються для підйому жнивarki зернозбирального комбайна, в автoнавантажувачах, в автомобілях-самоскидах і т. ін. Вони працюють на мінеральних маслах при найбільшому робочому тиску до 10 МПа зі швидкістю переміщення плунжера до 0,3 м/с.

Телескопічні гідроциліндри застосовують у сільськогосподарських машинах, де потрібний значний хід штока при мінімальних розмірах корпусу гідроциліндра; зворотний хід у них здійснюється за рахунок маси робочих органів (наприклад, кузов самоскидних візків автомобілів). Телескопічні гідроциліндри розраховані для роботи при номінальному тиску в гідросистемі до 10 МПа.

У сільськогосподарських машинах гідродвигуни поступального руху (гідроциліндри) використовують в основному або для переміщення і фіксації відносно один одного різних вузлів, або для приведення робочих органів машини в періодичний зворотно-поступальний рух. На сільськогосподарських машинах, крім гідроциліндрів, знаходять застосування і гідродвигуни зворотно-поступального руху (ДЗП), що застосовуються для приведення в дію ріжучих апаратів косарок, жниварок, пристосувань для підрізування виноградної лози та інших механізмів.

Прийнято вважати, що з підвищенням тиску і відповідно зі зменшенням розмірів гідроциліндрів поліпшуються їхні економічні показники. Однак з підвищенням тиску збільшується товщина стінок циліндра і трубопроводів, зростає необхідність підвищення точності виготовлення, ускладнюється конструкція ущільнювальних пристроїв для рухливих і нерухливих з'єднань, виникає необхідність у застосуванні більш дорогих насосів і апаратури. Тому з підвищенням тиску з'являється ряд суперечливих вимог, що впливають на економічну ефективність.

Загальні витрати з підвищенням тиску знижуються лише до деякої межі, а потім починають зростати.

Можна констатувати, що оптимальний робочий тиск – це тиск 25...30 МПа, при якому одержується найбільший економічний ефект. У сільськогосподарському машинобудуванні освоєне виробництво гідроциліндрів на робочий тиск 16...20 МПа. Тому питання підвищення робочого тиску в гідроприводах тракторного і сільськогосподарського машинобудування залишається відкритим.

Основні параметри поршневих гідроциліндрів – це рушійне зусилля на штоку P і швидкість поршня V .

Рушійне зусилля P на штоку, спрощене без урахування сил тертя, протитиску в неробочій порожнині і сил інерції, визначається за формулою $P = pF$.

При цьому для поршневого гідроциліндра двосторонньої дії (рис. 3.12, б) при подачі рідини в поршневу порожнину площа F розраховується за формулою $F = \pi D^2/4$, при подачі в штокову порожнину і для гідроциліндра з двостороннім штоком (рис. 3.12, е), за умови рівності діаметрів правого і лівого штоків, $F = \pi(D^2 - d_1^2)/4$, де D і $d = d_1 = d_2$ – діаметри відповідно поршня і штока, м.

Для плунжерного гідроциліндра (рис. 3.12, в) робоча площа $F_{\text{шт}} = \pi d^2/4$ – це площа перерізу штока.

Розрахункову швидкість поршня (без урахування витоків рідини) визначають за формулою

$$V = Q/F. \quad (3.28)$$

З наведеної формули випливає, що при однаковій подачі рідини в обидві порожнини гідроциліндра з однобічним штоком швидкість штока при надходженні рідини в штокову порожнину буде більше швидкості при подачі в поршневу порожнину у відношенні $D^2/D^2 - d^2$.

Отже, при використанні поршневих гідроциліндрів двосторонньої дії можливим шляхом вибору розмірів D і d можуть стати великі зусилля при ході штока в одному напрямку (при подачі рідини в поршневу порожнину циліндра) і великі швидкості при зворотному ході (при подачі рідини в штокову порожнину). Швидкість поршня цього гідроциліндра при подачі рідини в поршневу $V_{\text{п}}$ і штокову $V_{\text{шт}}$ порожнини визначається так:

$$V_{\text{п}} = \frac{4Q}{\pi D^2}; \quad V_{\text{шт}} = \frac{4Q}{\pi(D^2 - d^2)}. \quad (3.29)$$

Таким чином, при відповідному підборі діаметрів штока і поршня можна одержувати різні рушійні зусилля і швидкості поршня. Наприклад, при $d = D/\sqrt{2}$ швидкість поршня (рис. 3.12, а) при русі в праву сторону буде у два рази більшою, а рушійне зусилля у два рази меншим.

У випадку, коли різниця швидкостей і рушійних зусиль

небажані, гідроциліндри включають за допомогою золотника за диференціальною схемою, при якій штокова порожнина з'єднана з живильною лінією.

На практиці у процесі експлуатації в результаті тертя рухливих з'єднань у гідроциліндрі виникають сили тертя $R_{\text{тер}}$ і сили інерції $R_{\text{ін}}$ частин, що рухаються, при перехідних режимах, викликаних прискоренням і уповільненням.

Крім того, у ряді випадків при розрахунках рушійного зусилля не можна зневажати протидіючою силою K , викликану тиском у зливальній магістралі.

З урахуванням цього ефективна рушійна сила на штоку гідроциліндра визначиться за формулою

$$P_{\phi} = P - (R_{\text{тер}} + R_{\text{ін}} + K). \quad (3.30)$$

Сила тертя $R_{\text{тер}}$ у загальному вигляді визначається за формулою

$$R_{\text{тер}} = \mu(R_{\text{н}} + G), \quad (3.31)$$

де μ – коефіцієнт тертя; G – вага рухливих частин циліндра й механізму навішення; $R_{\text{н}}$ – нормальна сила поршня на корпус циліндра і штока на опорну поверхню передньої кришки, Н.

Сила інерції частин, що рухаються:

$$R_{\text{ін}} = -Ma, \quad (3.32)$$

де M – маса частин, що рухаються (включаючи рідину), кг; a – прискорення частин, що рухаються (включаючи рідину), $\text{м}^2/\text{с}$.

Цей вид навантаження особливо важливе значення має для гідроциліндрів навантажувачів і екскаваторів, де число реверсів у хвилину досягає 10, а маса рухливих частин – декількох тонн.

При рівномірному русі сила інерції $R_{\text{ін}} = 0$, відповідно до чого

$$P_{\phi} = P - (R_{\text{тер}} + K). \quad (3.33)$$

У плунжерному гідроциліндрі об'єм рідини, що витісняється, дорівнює нулю, і тому при рівномірному русі $P_{\phi} = P - R_{\text{тер}}$.

Найважливіша функціональна характеристика гідроциліндра – це його загальний ККД: $\eta = \eta_{\text{мех}} \eta_{\text{о}}$. У цьому випадку $\eta_{\text{г}} \cong 1$.

Механічний ККД $\eta_{\text{мех}}$ силового гідроциліндра в залежності від різних факторів коливається від 0,81 до 0,97, у кожному

конкретному випадку визначається силою тертя. Сила тертя залежить головним чином від конструкції циліндра, відхилень форми і взаємного положення поверхонь як самого гідроциліндра, так і деталей механізму навіски, в яку він вставляється. Крім того, сила тертя також залежить від якості поверхні матеріалів, що сполучаються, і ущільнень поршня і штока. Причому сила тертя нерідко досягає великих значень. Наприклад, для гідроциліндра механізму ковша екскаватора сила тертя досягає 1900 Н [10].

У загальному випадку

$$\eta_{\text{мех}} = P_{\text{ф}} / P, \quad (3.34)$$

де $P_{\text{ф}}$ і P – відповідно фактичне й розрахункове рушійне зусилля. На практиці розрахунок загального ККД гідроциліндра вираховується за результатами даних, отриманих при стендових випробуваннях. У циліндрах, поршні яких ущільнені гумовими чи шкіряними манжетами або гумовими кільцями, виток рідини практично відсутній, тому об'ємний ККД η_o також близький до 1.

Вітчизняною промисловістю виробляються гідроциліндри в трьох виконаннях, що позначаються цифрами 2, 3, 4 (табл. 3.1).

Приклад умовної позначки гідроциліндра: Ц-80-200-4; цифра 80 позначає діаметр поршня, 200 – хід поршня, а 4 – виконання.

Таблиця 3.1 - Характеристика поршневих гідроциліндрів

Виконання	Характеристика	
	Номінальний тиск, МПа	Внутрішній діаметр гідроциліндра, мм
2	14, 20, 25	55, 75, 90, 100, 110
3	14, 20, 25	50, 60, 63, 80, 100, 110
4	14, 20, 25	63, 80 і 100

3.4. Пластинчасті гідромашини

Завдяки малим габаритним розмірам, зручності пристосування і високому ККД пластинчасті гідромашини широко застосовуються в гідроприводах різного призначення. Особливо поширені пластинчасті нерегульовані насоси дворазової дії для тисків 7–14 МПа, що відрізняються великою надійністю.

Основними частинами найпростішого пластинчастого насоса однократної дії (рис. 3.14) є обертовий ротор 1, розміщений з ексцентриситетом e в нерухомому кільці статора 2.

У пазах ротора знаходяться пластини 3, здатні при обертанні переміщатися радіально. Їхні зовнішні кінці скочують по колу R_c статора. У статорі прорізані вікна 4 і 5, з'єднані з підвідними і відвідними магістралями. Дуги перемичок між вікнами 4 і 5 відповідають кутовому кроку між пластинами $\frac{2\pi}{z}$, де z – число пластин.

Робочий об'єм пластинчастої гідромашини визначається радіусом статора R_c і активним радіусом r_a ротора, зв'язаних співвідношенням $R_c - r_a = e$. Радіус r_a більше радіуса r ротора на величину мінімального зазора між ротором і статором проти мертвої точки Б.

Коли об'єм між двома сусідніми пластинами знаходиться проти нижньої мертвої точки Б, він мінімальний; при перебуванні проти верхньої мертвої точки А – максимальний. За один оберт ротора з області з тиском p_1 в область з тиском p_2 переноситься z об'ємів, що характеризуються різницею максимальної $abb'a'$ й мінімальної $cdd'c'$ площ між пластинами (рис. 3.43). Приблизно різницю цих площ можна представити як ділянку кільця $fgg'f'$ із середнім радіусом $R = R_{cp} = r_a + e$ і шириною $2e$, за винятком товщини пластини Δ . Тоді максимальний об'єм між пластинами буде дорівнювати $q_k = (fgg'f')b = [(2\pi R / z - \Delta)2eb]$, де b – ширина статора, м.

При цьому теоретична подача машини за один оберт вала буде дорівнювати

$$q_T = q_{kz} = 2eb(2\pi R - \Delta z). \quad (3.35)$$

Для точного визначення об'єму q_T варто розглядати істинні максимальну $abb'a'$ й мінімальну $cdd'c'$ площі, що характеризують об'єм, який пересувається з області з тиском p_2 в область з тиском p_1 через перемичку в області точки Б. Уточнений вираз робочого об'єму має вигляд

$$q_m = 2eb(k2\pi R_{cp} - \Delta z), \quad (3.36)$$

де k – коефіцієнт уточнення, одержаний з точного закону переміщення пластин при обертанні ротора:

Таблиця 3.2 - Чисельні значення коефіцієнта k

z	3	5	7	9	11
k	0,827	0,936	0,968	0,980	0,986

Якщо порожнини 6 під пластинами з'єднані при всуванні пластин з вікном 5 високого тиску p_2 і при висуванні з вікном 4 низького тиску p_1 , то вони при русі пластин утворюють циліндри радіально-поршневого насоса і роблять подачу рідини. Робочий об'єм такого насоса буде більше, ніж у розглянутого, на об'єм $q_T = 2eb\delta z$, описуваний пластинами, і складе

$$q_T = 4\pi e b k R_{cp}. \quad (3.37)$$

Дійсну продуктивність Q насоса при частоті обертання ротора n_n можна знайти за формулою

$$Q = q_m n_n \eta_o = 4\pi e b k R_{cp} n_n \eta_o. \quad (3.38)$$

З рівняння (3.38) випливає, що Q можна регулювати зміною величин e і n_n . Якщо в нагнітальну порожнину (рис. 3.14) підвести подачу рідини Q під тиском p_m , а порожнину усмоктування 4 з'єднати зі зливом у бак $p_{зл}$, то насос буде працювати в режимі гідромотора з частотою обертання вала n_m і розвивати крутильний момент $M_{кр}$.

Регульований пластинчастий насос і його умовна позначка показані схематично на рисунку 3.14.

Вікна 10 і 5 підведення і відведення рідини виконані в бічних нерухомих кришках корпусу, між якими може переміщатися, скользячи в направляючих 11 і 4, кільце статора 12. При цьому змінюються ексцентриситет e і, відповідно до виразу (3.35), робочий об'єм q_T . Перехід центра O' статора через центр O обертання ротора змінює знак e і веде до зміни напрямку подачі. Статор переміщається штовхальниками 7 і 14.

Для зменшення контактних сил між пластинами і статором у насосі застосоване гідростатичне розвантаження. Для цього в бокових кришках корпусу виконані напівкільцеві пази 8 і 2, розділені перемичками 6 і 13. Кожний з пазів з'єднаний з найближчим до нього вікном і з порожнинами 3 під пластинами, тому порожнини 3 використовуються для подачі рідини.

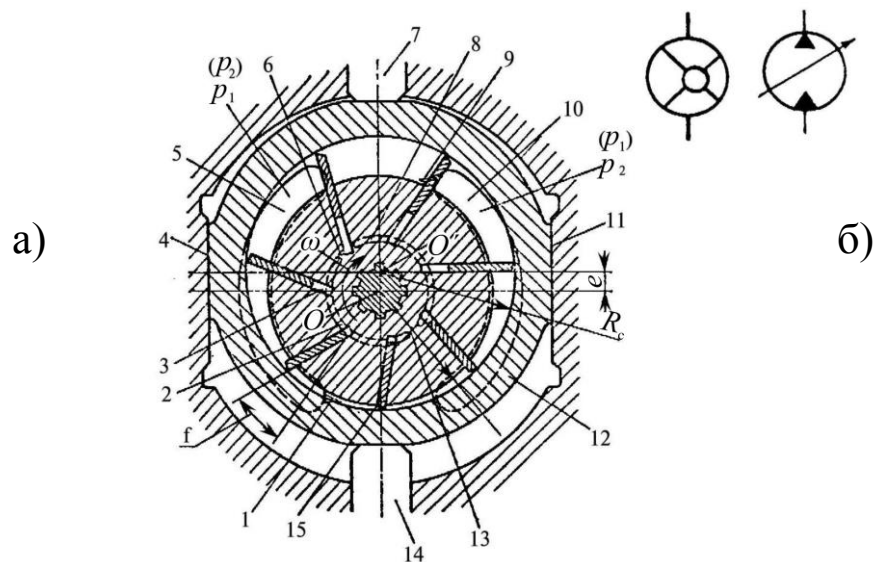


Рисунок 3.14 - Регульований пластинчастий насос однократної дії – а) та його умовне позначення – б)

При скошених кромках 15 пластин вони частково розвантажуються від радіальних сил притиску до статора, тому що тиск під пластиною частково врівноважується таким же тиском з боку її зовнішнього торця. Для ослаблення вигину пластин вони нахилені вперед за напрямком обертання на кут ξ . Для зниження шуму з'єднання робочих камер між пластинами з порожнинами, що знаходяться під тисками p_2 і p_1 , виконується поступово через дроселюючі канавки 1 і 9. Насоси такого типу використовуються при тисках 10...12 МПа. Обмеженість тиску обумовлена контактними навантаженнями між пластинами і статором, а також однобічним навантаженням ротора силами тиску з боку порожнини, що знаходиться під тиском p_2 . Ці сили навантажують підшипники і при великих значеннях p_H обмежують термін їхньої служби.

Повної врівноваженості ротора вдається досягти в пластинчастих ГМ дворазової дії (рис. 3.15) типу Г-12.

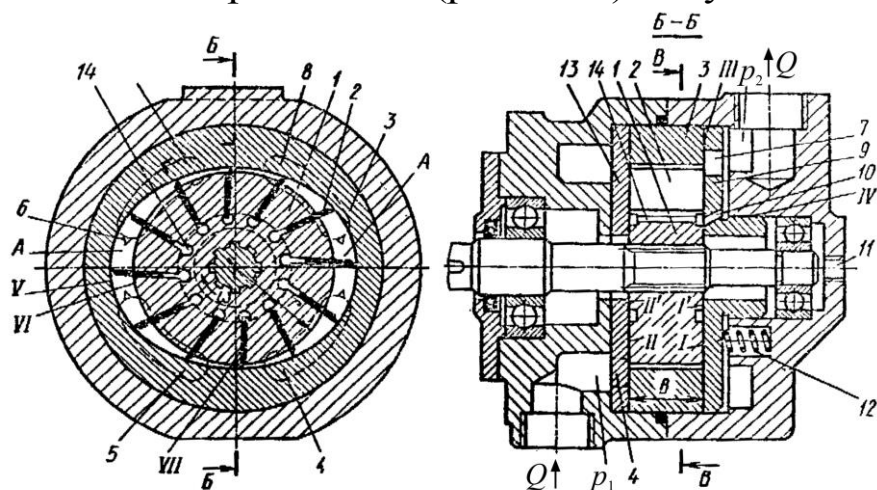


Рисунок 3.15 - Пластинчастий насос дворазової дії

У ГМ цього типу ротор 1 з пластинами 2 охоплений статором спеціального профілю. Число пластин z парне (не менше 8). За один оберт дві будь-які сусідні пластини роблять два робочих цикли, переміщуючи рідину з вікна 5 у вікно 7 через перемичку A і потім з вікна 8 у вікно 4 через перемичку A' . Вікна 4 і 7, а також 5 і 8 з'єднані попарно між собою і далі з підвідною p_1 і відвідною p_2 порожнинами.

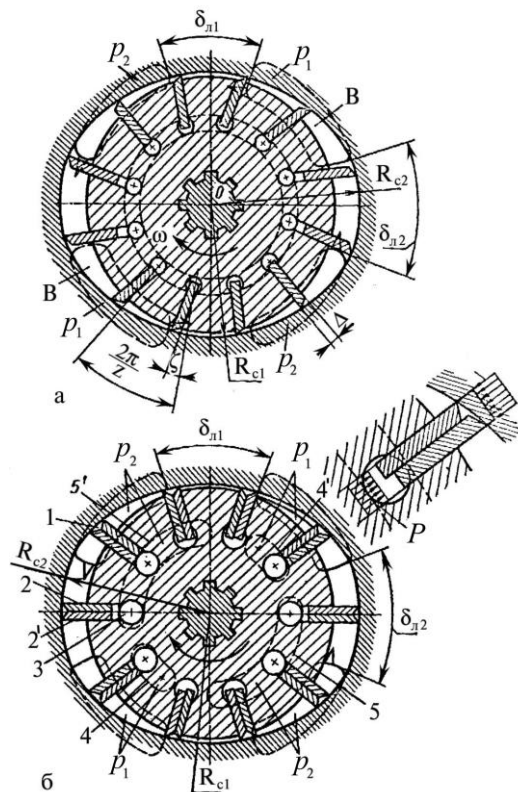
Схеми робочих органів насосів дворазової дії показані на рисунку 3.16 (схема **а** відповідає насосу, зображеному на рисунку 3.15). Профіль ділянок статора між перемичками δ_{n1} і δ_{n2} описаний лекальними кривими, що забезпечують плавну зміну швидкості пластин у відносному русі, щоб уникнути ударів їх об статор. Ділянки статора δ_{n1} і δ_{n2} , відповідні перемичкам, описані дугами кіл радіусами R_{c1} і R_{c2} з центра ротора O .

Теоретична подача гідромашин за один оберт точно визначається виразом

$$q_m = 2zb(R_{c2} - R_{c1}) \left(\frac{R_{c2} + R_{c1}}{2} \frac{2\pi}{z} - \Delta \right) =$$

$$= 2b(R_{c2} - R_{c1}) \left[(R_{c2} + R_{c1})\pi - \frac{\Delta z}{\cos \xi} \right], \quad (3.39)$$

де ξ – кут нахилу пластини.



а – з нерозвантаженими пластинами; б – з розвантаженими здвоєними пластинами
Рисунок 3.16 - Схеми робочих органів пластинчастих насосів дворазової дії

Завдяки описаній вище формі статора об'єм рідини, замкнений між двома пластинами, під час переміщення по перемичках не змінюється за величиною. Цим усуваються пульсації тиску і шум, викликані зміною замкнутого об'єму, оскільки з метою поліпшення герметичності кут розкриття перемичок виконується більше, ніж кут між пластинами $2\pi/z$.

Ця позитивна якість недосяжна в машинах однократної дії, де замкнений об'єм через ексцентричність ротора і статора завжди змінюється.

Початковий піджим дисків здійснюється пружинами 12. Початковий піджим пластин у насосах, що працюють при $n = \text{const}$, виконується відцентровими силами. Завдяки незмінному напрямку обертання в насосах можлива установка пластин під деяким кутом ξ до радіусів уперед по ходу обертання. Цим знижується защемлюючий момент від сил тертя об статор.

Розглянутий насос дворазової дії призначений для роботи при невисокому тиску ($p_n \leq 7$ МПа). Його пластини не розвантажені від радіальних сил і тому, особливо в зоні усмоктування, тертя пластин об статор достатньо велике. Це знижує механічний ККД і, щоб уникнути зношення пластин і статора, застосування такого насоса для великих тисків обмежено.

Пластини можуть бути розвантажені при ускладненні конструкції. Насоси з розвантаженими пластинами можна використовувати при тиску до 14 МПа і короткочасно при пікових навантаженнях до 17 МПа.

Схема робочих органів такого насоса показана на рисунку 3.16, б. У кожен паз ротора поміщені дві пластини 2 і 2', які утворюють зі статором дві ущільнюючі кромки з камерою 1 між ними. Порожнини 3 під пластинами з'єднані з дуговими пазами 4, 4' і 5, 5' на бокових дисках 13 і 9 (рис. 3.44), через які до них підводиться високий p_2 чи низький p_1 тиск у залежності від зони, в якій знаходиться пластина. При цьому пластини розвантажуються від радіальних сил, а їхні внутрішні торці одержують можливість подавати рідину, що збільшує при тих же розмірах робочий об'єм, який визначається у цьому випадку залежністю

$$q_r = 2\pi b(R_{c2}^2 - R_{c1}^2). \quad (3.40)$$

Сучасні пластинчасті насоси мають високий ККД. Перевагою пластинчастих гідромашин дворазової дії (рис. 3.15) є можливість

швидкої заміни без демонтажу насоса всього комплексу качаючого вузла (статор, ротор, бокові диски) у випадку його зносу, а також можливість одержання насосів з різними робочими об'ємами q_T шляхом зміни тільки радіуса R_{c2} і профілю статора.

Недоліком конструкції насосів дворазової дії є неможливість виконати їх регульованими.

Пластинчасті насоси мають задовільну усмоктувальну здатність і можуть працювати без підпору перед входом.

На тваринницьких фермах у доїльних агрегатах застосовують роторний вакуумний насос РВН-40/350, виконаний конструктивно аналогічно пластинчастому насосу однократної дії (рис. 3.13), з пластмасовими пластинами, що забезпечує $H_{\text{вак}}^{\text{ном}} = 350$ мм рт. ст., $H_{\text{вак}}^{\text{max}} = 680$ мм рт. ст., і продуктивністю $Q = 40$ м³/год при $H_{\text{вак}}^{\text{ном}}$.

Пластинчасті насоси, що випускаються серійно, дворазової дії, нерегульовані, типу Г-12 мають параметри: $n_{\text{ном}} = 950$ хв⁻¹ і 1450 хв⁻¹, $q_T = 3...140$ см³/об, $p_{\text{ном}} = 6...13$ МПа, $\eta_o = 0,6...0,88$ і припустиму висоту усмоктування $h_{\text{ус}}^{\text{прип}} \leq 0,5$ м.

Пластинчасті гідромотори за будовою і принципом роботи подібні до пластинчастих насосів. Однак більшість насосів цього типу не можуть бути використані як гідромотори без зміни конструкції. Причина цього – широта діапазону зміни частоти й реверсивність у гідромоторів. Реверсивність і, отже, відсутність стабільних відцентрових сил, що висувають пластини, вимагають застосування їхнього примусового висування. Крутильний момент на валу гідромотора створюється в процесі нагнітання (при підведенні робочої рідини під тиском у робочу камеру) у результаті різниці тиску на двох суміжних пластинах:

$$M_{\text{кри}} = p(S_1 l_1 - S_2 l_2), \quad (3.41)$$

де p – тиск робочої рідини, Па; S_1 і S_2 – робоча площа пластин, м²; l_1 і l_2 – плече дії рівнодіючої сили тиску, м.

Повний крутильний момент дорівнює сумі складових моментів робочих камер, з'єднаних з вікном нагнітання, і визначається за формулою

$$M_{\text{кр}} = \sum M_{\text{кри}}. \quad (3.42)$$

Зусилля притиснення пластини до статора без врахування сил тертя визначається формулою

$$P_{\text{пл}} = P + P_{\text{пр1}} + P_{\text{пр2}}, \quad (3.43)$$

де $P = pbs$ – рівнодіюча сила тиску рідини, що діє на торець

пластини шириною b і товщиною s ; $P_{\text{пр1}} = pM\omega^2$ – сила доцентрового прискорення пластини масою M з центром мас на радіусі r ; $P_{\text{пр2}} = eM\omega^2$ – сила прискорення пластини при русі по профілю статора.

Робочий об'єм $q_{\text{тм}}$ гідромотора відповідно однократної і дворазової дії визначають за формулами

$$q_{\text{тм}}^{\text{I}} = 2e(2\pi R - zS)b, \quad (3.44)$$

$$q_{\text{тм}}^{\text{II}} = 2eb(R^2 - r^2). \quad (3.45)$$

3.5. Поворотні гідромашини (гідродвигуни)

Для зворотно-поворотних рухів робочих органів машин на кут, менший 360° , крім усіляких механізмів з хитними гідроциліндрами і кривошипно-ползунними гідравлічними механізмами, часто використовуються поворотні гідродвигуни (моментні гідроциліндри чи гідроциліндри поворотної дії) зі зворотно-поворотним щодо корпуса обмеженим рухом вихідної ланки. Поворотний гідродвигун визначається в загальному випадку як об'ємний гідродвигун з обмеженим кутом повороту вихідної ланки.

Застосування в гідроприводах поворотних гідродвигунів спрощує кінематику передавальних ланок машин і механізмів у порівнянні з гідроприводами, в яких для цих же цілей застосовуються гідроциліндри. Це пояснюється тим, що вал поворотного гідродвигуна може бути безпосередньо з'єднаний з валом приводної машини без будь-яких проміжних кінематичних ланок, що знижують точність кутів повороту машини.

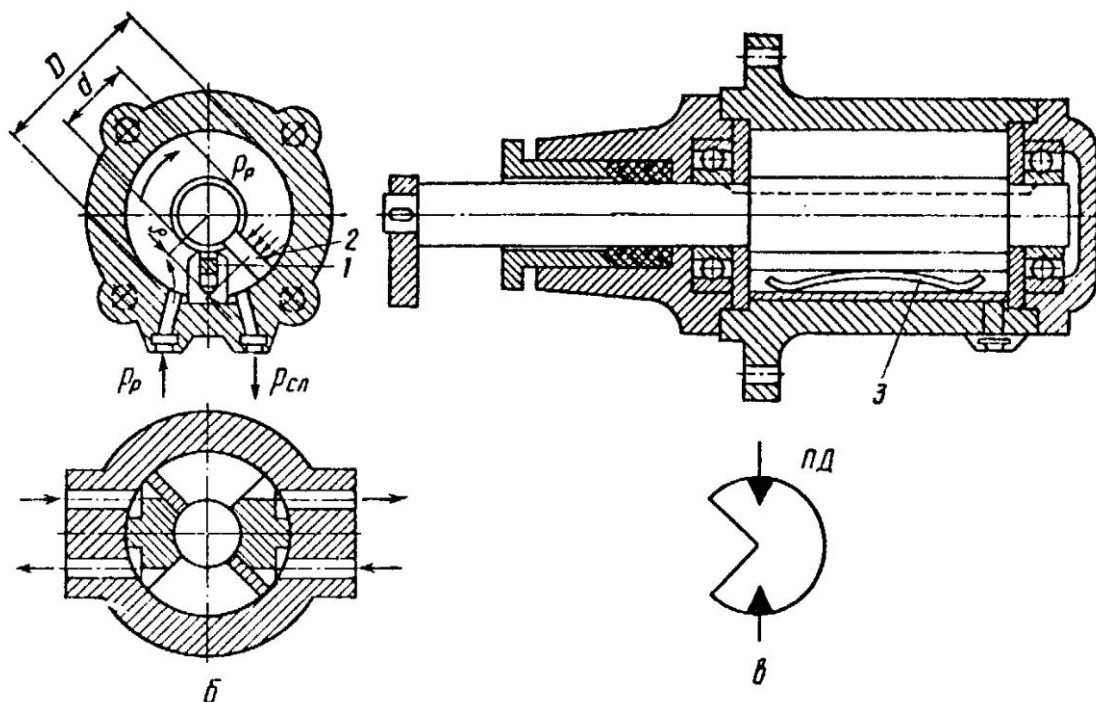
За видом робочих органів поворотні гідродвигуни бувають шиберні, поршневі й мембранні.

Шиберним поворотним гідродвигуном (рис. 3.17) називається гідродвигун з робочими ланками у вигляді шиберів.

На практиці поширені шиберні поворотні гідродвигуни, в яких робочий орган – пластина чи кілька пластин – жорстко з'єднаний з валом двигуна.

На рисунку 3.17, а показана конструкція лопатевого механізму, в якого робочий циліндр розділяється перегородкою 1 і лопаттю 2 на дві камери. Перегородка, для ущільнення, притискається до вала пластинчастою пружиною 3 або гідравлічним

способом. Основні параметри поворотних гідродвигунів – це номінальний тиск $p_{\text{ном}}$, номінальна витрата $Q_{\text{ном}}$, крутильний момент $M_{\text{кр}}$, кутова швидкість ω і кут повороту вала гідродвигуна, град. °.



а – однопластинчатий; б – двопластинчатий; в – умовна позначка поворотного гідродвигуна

Рисунок 3.17 - Схеми шибєрних поворотних гідродвигунів

Розрахункова величина крутильного моменту $M_{\text{кр}}$ на валу шибєрного гідродвигуна з однією пластиною

$$M_{\text{кр}} = (p_p - p_{\text{зл}})FR, \quad (3.46)$$

де $p_p, p_{\text{зл}}$ – відповідно робочий тиск і тиск зливу, $p_p - p_{\text{зл}} = \Delta p$; F – площа пластини, $F = (D - d)/2b$; R – плече прикладання сили, $R = (D + d)/4$; b – ширина пластини, м,

тоді

$$M_{\text{кр}} = \frac{\Delta p b}{8} (D^2 - d^2). \quad (3.47)$$

Кутова швидкість ω вала визначається з умови рівності витрати рідини Q й обсягу, описуваного пластиною в одиницю часу,

$$Q = V_{\text{ок}} F, \quad (3.48)$$

де $V_{\text{ок}} = \omega R$, $\omega = 8Q / (D^2 - d^2)b$.

При наявності двох і більше пластин (рис. 3.33) крутильний момент відповідно збільшується, а кутова швидкість зменшується:

$$M_{\text{кр}} = \frac{Z\Delta p b}{8}(D^2 - d^2); \quad (3.49)$$

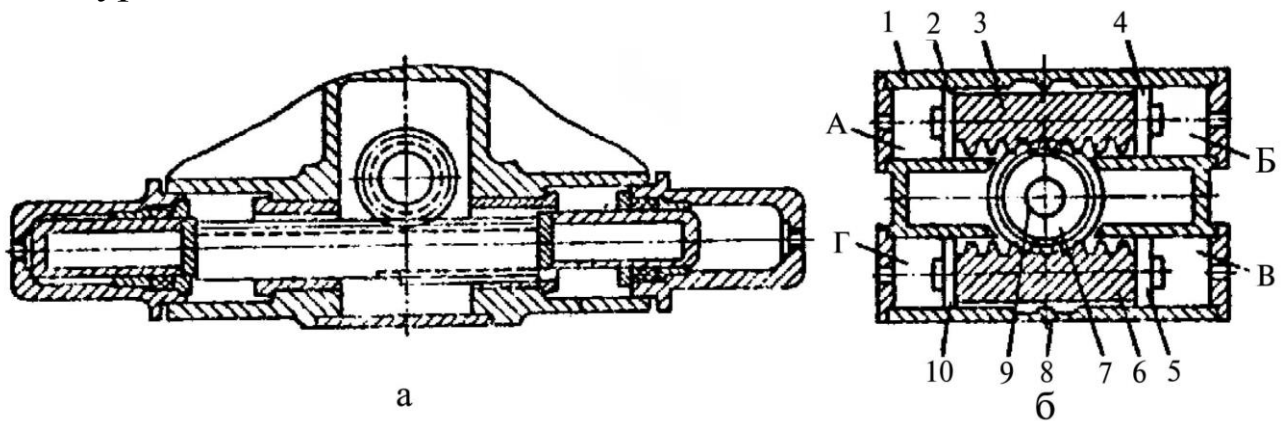
$$\omega = \frac{8Q}{Zb(D^2 - d^2)}, \quad (3.50)$$

де Z – число пластин.

Кути повороту ротора при одній, двох і трьох пластинах відповідно дорівнюють 280° , 140° і 70° .

Поршневим поворотним двигуном називається гідродвигун з робочими ланками у вигляді поршнів.

На рисунку 3.18, а показаний двопоршневий поворотний гідродвигун з рейковим перетворювачем, використовуваний на екскаваторах сільськогосподарського призначення, у гірських і металургійних машинах і т. ін.



а – двопоршневий; б – чотирпоршневий

Рисунок 3.18 - Схеми поршневих поворотних гідродвигунів

Недолік цього гідродвигуна – у наявності зазору в зчепленні, що сприяє появі ударів при зміні знака навантаження. Трохи позбавлені цього недоліку чотирпоршневі поворотні гідродвигуни з двома рейково-зубчастими передачами (рис. 3.18, б). Основні конструктивні елементи такого двигуна – це корпус 1 і поршні 2, 4, 5 і 10, встановлені в циліндричних розточеннях корпуса. Поршні попарно жорстко з'єднані зубчастими рейками 3 і 6, що входять у зчеплення із зубчастим колесом 7. Вихідна ланка гідродвигуна – вал 9. Для вибору зазору й запобігання повороту рейки навколо поздовжньої осі передбачені два упори 8. Гідродвигун має чотири робочі камери, що при роботі гідродвигуна з'єднуються попарно: А й В, Б і Г. Принцип роботи гідродвигуна полягає в наступному. При підведенні рідини під тиском, наприклад, у робочі камери А й В, поршні 2 і 5 переміщуються в різні сторони. Разом з поршнями переміщуються й рейки, що повертають зубчасте колесо 7 з валом 9 за годинниковою стрілкою. Одночасно при цьому робоча рідина поршнями 4 і 10 витискається з камер Б і Г у зливальну лінію

гідросистеми. Якщо змінити напрямок потоку робочої рідини і підвести її під тиском у камери Б і Г, то вал гідродвигуна повернеться проти годинникової стрілки. Розрахунковий крутильний момент $M_{кр}$ і кутову швидкість на вихідній ланці (валу) гідродвигуна визначають за формулами

$$M_{кр} = \Delta p \frac{\pi d^2 D_k Z}{8}, \quad (3.51)$$

$$\omega = \frac{8Q}{\pi d^2 D_k Z}, \quad (3.52)$$

де d – діаметр поршня; D_k – діаметр ділильного кола зубчастого колеса; Z – число поршнів, що працюють одночасно.

Мембранним поворотним гідродвигуном (рис. 3.19) називається гідродвигун з робочими ланками у вигляді мембран.

Принцип роботи гідродвигуна полягає в наступному.

При підведенні робочої рідини під тиском, наприклад, у робочу камеру Б повзун 2 під дією сили тиску переміститься вниз, при цьому вільний кінець коромисла 3 зробить поворот за годинниковою стрілкою. Одночасно об'єм робочої камери А зменшується, і робоча рідина витискається в зливальну магістраль. Якщо змінити напрямок потоку робочої рідини і підвести її під тиском у камеру А, то коромисло повернеться проти годинникової стрілки. Кут повороту коромисла розглянутих гідродвигунів не перевищує 20° від нульового (середнього) положення.

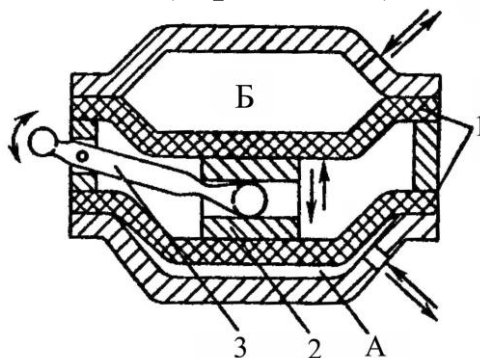


Рисунок 3.19 - Схема мембранного поворотного гідро двигуна

3.6. Роторно-обертальні гідромашини

Роторно-обертальні гідромашини бувають зубчастими, гвинтовими і планетарними.

За видом зачеплення зубчасті гідромашини бувають: шестеренні (із зовнішнім чи внутрішнім зачепленням) і

коловоротні. У сільськогосподарській техніці дуже широке застосування одержали шестеренні насоси із зовнішнім зачепленням шестерень однакового діаметра. Конструктивна схема й умовне зображення шестеренного насоса представлені на рисунку 3.20.

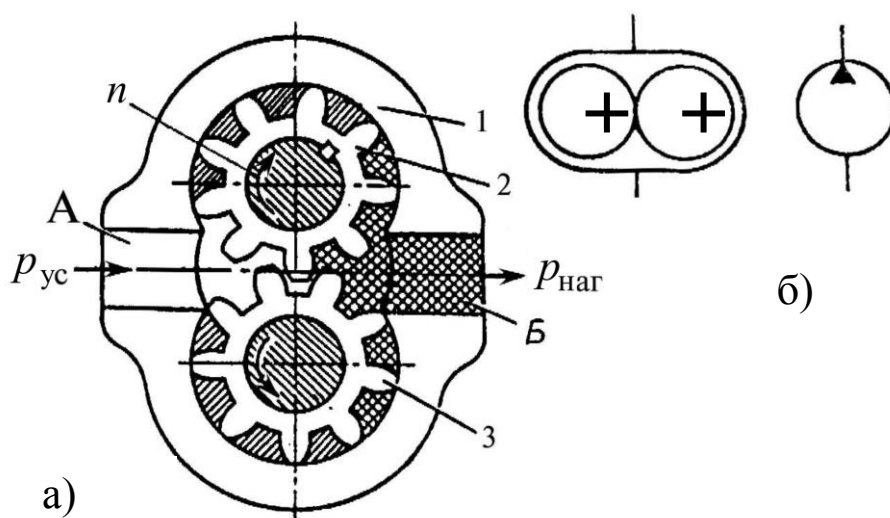


Рисунок 3.20 - Конструктивна схема а) та умовне зображення шестеренного насоса б)

У корпусі 1 установлена ведуча шестерня 2 і ведена шестерня 3, яка з нею знаходиться в зачепленні. Робочі поверхні зубчастих коліс, корпуса і бокових кришок утворюють робочі камери: А – порожнину усмоктування і Б – порожнину нагнітання. При обертанні ведучої шестерні 2 з частотою n у порожнині А зубці шестерень виходять із зчеплення, об’єм порожнини збільшується на подвоєний об’єм простору між зубцями, у порожнині А виникає розрідження ($p_{yc} < p_a$), і відбувається процес усмоктування. Рідина заповнює звільнений простір між зубцями, і обертаючі шестерні переносять її в порожнину Б, в якій при вході зубців у зачеплення об’єм камери зменшується, і відбувається процес нагнітання з тиском $p_{наг} > p_a$. Зубці шестерень, що знаходяться в зчепленні, розділяють порожнину усмоктування А і порожнину нагнітання Б.

Об’єм q_T , що витісняється насосом за повний оберт, $q_T = 2z\Omega b$, де Ω – площа впадини між зубцями; b – ширина зубця; z – число зубців однієї шестерні.

За рекомендацією професора Т.М. Башти, площу впадини можна виразити через площу зуба Ω_3 : $\Omega = 1,1\Omega_3$, тоді $1,1\Omega_3 = 1,1\pi D_n m$, де D_n – діаметр початкового кола ведучої шестерні, м; m – модуль зчеплення.

Тоді одержимо:

$$q_T = 2,2\pi D_H mb, \quad \text{а} \quad Q = 2,2\pi D_H mb n \eta_0. \quad (3.53)$$

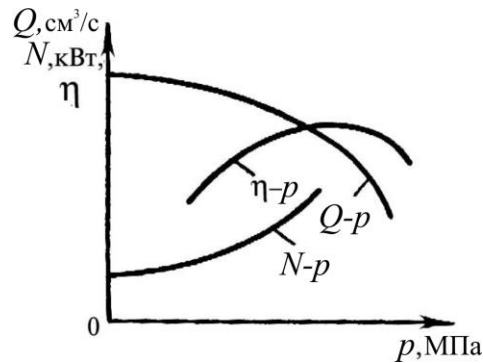


Рисунок 3.21 - Характеристика шестеренного насоса

Характеристика шестеренного насоса (рис. 3.21) представляє залежність подачі, потужності і ККД від тиску, що розвивається насосом.

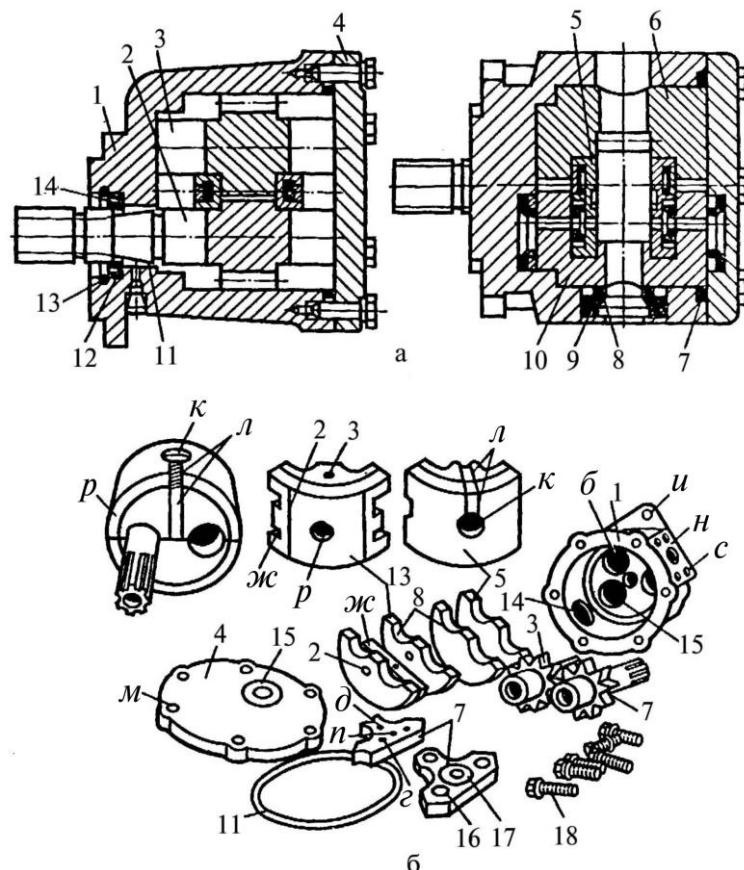
З рівняння (3.53) випливає, що подачу шестеренних насосів можна регулювати тільки за рахунок зміни частоти обертання ведучої шестерні.

Параметри шестеренних насосів, що випускаються промисловістю, такі: $n_{\text{ном}} = 900 \dots 2400 \text{ хв}^{-1}$; $p_{\text{ном}} = 10 \dots 20 \text{ МПа}$; $q_T = 4; 6; 10; 20; 25; 32; 40; 50; 63; 71; 100; 160; 250 \text{ і } 400, \text{ см}^3/\text{об}$; $\eta_0 = 0,92 \dots 0,96$; $\eta_{\text{г мех}} = 0,89 \dots 0,92$; $\eta_{\text{пов}} = 0,82 \dots 0,88$.

Промисловістю випускаються наступні типи шестеренних насосів: НШ-Е, НШ-У, НШ-К, НМШ, двосекційні і спеціальні. Шестеренні насоси гідросистем тракторів, сільськогосподарських і дорожніх машин за виконанням поділяють на чотири групи (табл. 3.3). Приклади умовного позначення шестеренних насосів: НШ-32-3 – насос правого обертання, робочий об'єм 32 см^3 , виконання 3.

НШ-32-10-3Л – двосекційний насос з робочими об'ємами секцій $32 \text{ і } 10 \text{ см}^3$, виконання 3, з лівим напрямком обертання ведучого вала.

Насоси типу НШ-К (рис. 3.22)



а – у зібраному вигляді; б – у розібраному вигляді; 1 – корпус; 2 – ведуча шестірня; 3 – ведена шестірня; 4 – кришка насоса; 5 – платики-замкачі; 6 – підшипникова обойма; 7 – ущільнювальне кільце кришки насоса; 8 – опорна пластина; 9 – манжета радіального підтискання; 10 – підтискна обойма; 11 – центруюча втулка; 12 – ущільнювальні манжети ведучого вала; 13 – опорне кільце ущільнювальної манжети; 14 – пружинне кільце; 15 – манжета діаметром 39 мм; 16 – манжета; 17 – манжета діаметром 29 мм; 18 – гвинти з пружинними шайбами; *в* – виточення під цапфи шестерень; *з* – отвір діаметром 6 мм; *д* – розточка діаметром 6 мм і глибиною 2 мм; *е* – скісні отвори; *ж* – пази під платики-замкачі; *з* – трикутні пази; *и* – отвори для кріплень насоса; *к* – усмоктувальний отвір; *л* – канавка для відводу витоків; *м* – отвори під болти 18; *н* – площини для кріплення приєднувальної арматури; *о* – широка фаска; *п* – отвір діаметром 6 мм; *р* – нагнітальний отвір; *с* – отвір для кріплення косинця (арматура)

Рисунок 3.22 - Конструкція насоса типу НШ-К

Серед шестеренних насосів найбільше поширення одержали круглі насоси.

Таблиця 3.3 - Характеристика шестеренних насосів

Виконання	Характеристика	
	Номінальний тиск, МПа	Робочий об'єм, см ³
1	10	10, 32, 50, 67
2	14	10, 32, 50, 100, 160, 200
3	16	4, 6, 3, 10, 25, 32, 40, 50, 71, 100, 160, 250, 400
4	20	4, 6, 3, 10, 25, 32, 40, 50, 71, 100, 160, 250, 400

(індекс НШ-К позначає насос шестеренний круглий)

складаються з корпусу 1, качаючого вузла, що містить ведучу 2 і ведену 3 шестерні, підшипникову 6 і піджимну 9 обойми і два платика-замикача 5, десять гумових манжетних ущільнень 15, 16, 17, круглого ущільнювального кільця 7, кришки насоса 4 і шести гвинтів 18 із пружинними шайбами.

Корпус 1 насоса відлитий з алюмінієвого сплаву заодно зі сполучним фланцем, в якому розташовані посадковий буртик для центрування і чотири отвори під кріпильні гвинти. Усередині корпусу 1 є циліндричний колодязь, в який поміщений качаючий вузол. У дні корпусу 1 розташований круглий отвір для виходу приводного вала. Із зовнішньої сторони в цей отвір запресована манжета 12 для ущільнення ведучого вала насоса, а з внутрішньої – центруюча стальна втулка 11, що виступає усередину корпусу 1. Втулка 11 перешкоджає провертанню качаючого вузла під час роботи і служить направляючою при збиранні насоса.

На дні корпусу 1 і в привалочній площині кришки 4 виконані гнізда для манжет 15, а також конічні поглиблення, що служать для утворення камер осьового підтискання. Робоча рідина під тиском надходить у камери осьового підтискання із зони високого тиску насоса через отвір *п*.

На боковій поверхні корпусу 1 передбачені дві симетрично розташовані оброблені площини *п* з чотирма різьбовими отворами на кожній, призначені для кріплення приєднувальної арматури. Зсередини корпусу 1 у виточці вихідного отвору вмонтована манжета радіального підтискання 9, що формує камеру тиску, в якій створюється зусилля для підтискання обойми до зубців шестерень. Поверх манжети накладена металева опорна пластина 8 для перекриття зазору між корпусом 1 і підтискною обоймою 10. Зі зносом опорних поверхонь за допомогою підтискної обойми 10 компенсується радіальний зазор між ущільнюючою поверхнею і зубцями шестерень. Ширина шестерень усіх типорозмірів насосів дорівнює 20 мм, а різний геометричний об'єм досягається за рахунок різного числа зубців і величин модуля при тому самому діаметрі шестерень.

Цапфи шестерень насоса обертаються в підшипниковій 6 і підтискній 10 обоймах, виконаних у вигляді напівциліндрів, зовні в яких на одному торці передбачена широка фаска, звернена до дна насоса, а на іншому торці – вузька фаска, звернена до кришки. Кожна з обойм (підшипникова і підтискна) виконана так, що служить єдиною опорою для всіх цапф шестерень. Підшипникова

обойма 6 виготовлена із зовнішнім діаметром на 0,03...0,05 мм більше діаметра циліндричного колодязя в корпусі 1 для створення жорсткого упора між корпусом і крилами (кінцями) обойми з метою стабілізації міжцентрової відстані виточень під опори шестерень.

У підшипниковій обоймі 6 із внутрішньої сторони виконані напівкруглі виточення: меншого діаметра *в* – під цапфи шестерень, більшого діаметра – під шестерні й у центрі – проточка під торці платиків 5. У середній частині по довжині підшипникової обойми 6 перпендикулярно до осі насоса розташований усмоктувальний чи вхідний отвір *к*. На торці із широкою фаскою і по утворюючій до усмоктувального отвору підшипникової обойми 6 виконана прямокутна канавка *л* для відводу витоків з-під сальникової порожнини вала ведучої шестірни в порожнину усмоктування насоса.

Підтискна обойма 10 має всередині: напівкруглі виточення *в* під цапфи, виточення під шестерні і два рівнобіжні пази *ж* для установки торцевих платиків 5.

У середній частині торця підтискної обойми 10 паралельно осі насоса просвердлений отвір *г*, що служить для підведення робочої рідини до манжет 15, розташованих на дні корпусу і в кришці, з метою осьового притискання платиків 5 до торців шестерень. Вздовж середньої частини підтискної обойми 10 виконаний отвір *р* для нагнітання робочої рідини, розмір якого менше, ніж впускного. Із зовнішньої сторони на підтискній обоймі 10 уздовж утворюючих розташовані два трикутні вузькі пази 3, призначені для відведення робочої рідини у випадку руйнування манжети радіального ущільнення 9.

Зовнішній діаметр підтискної обойми 10 виконаний на 0,2...0,3 мм менше діаметра колодязя під вузол, що гойдається, у корпусі 1 насоса для здійснення компенсації радіальних зазорів між поверхнею ущільнюючої обойми і зубцями шестерень за рахунок радіального підтискання, яке створюється тиском робочої рідини.

Ущільнення торців шестерень насоса здійснюється двома платиками 5, що піджимаються зусиллям рідини, яка знаходиться в камерах тиску, обмежених манжетами 15 осьового підтискання. Осьове зусилля, створюване робочою рідиною в камерах корпусу і кришки, обмежених манжетами 15, врівноважується осьовими зусиллями, створюваними тиском рідини камер платиків 5, обмежених манжетами 17.

Пластики 5 являють собою пластинки однакового розміру з круговими вирізами. Дві кільцеві вирізки в платику 5 виконані так, що діаметр кожної з них більше діаметрів шестерень на 0,05...0,08 мм.

У кожному платику 5 з однієї сторони виконані чотири циліндричні розточення. У ці розточення вмонтовані гумові манжети (три глухі й одна велика з отвором *n* у центрі). З протилежної сторони платика 7 виконані три скісні отвори *e* і один перпендикулярний до його площини для підведення робочої рідини під манжети 16 з метою підтискання пластиків 5 до торців шестерень.

Центральне мале розточення *д*, виконане над скісним отвором, призначене для розвантаження затисненого об'єму рідини в міжзубцевому просторі.

Пластики 5 вставляють у підтискну обойму 10 так, щоб манжети розташовувалися назовні стосовно торців шестерень.

З внутрішньої сторони кришки передбачене поглиблення, закрите манжетою 15 і металевим кільцем. Кільце й манжета розташовані в одній площині з кришкою. Кришку з'єднують з корпусом 1 насоса шістьма болтами 18 з пружинними шайбами. Сполучення корпус – кришка ущільнюють круглим гумовим кільцем.

Насос може мати праве обертання, якщо його приводний вал обертається за годинниковою стрілкою (дивитися в торець насоса з боку денця), і ліве – при обертанні вала у зворотному напрямку.

Зона високого тиску в насосах невеликого об'єму обмежена в осьовому напрямку пластиками 5 і в радіальному – підтискною обоймою 10. У центральній частині цієї обойми виконані два сегменти з точно обробленою поверхнею, що прилягає до шестерень і охоплює навколо кожної шестірні дугу, рівну приблизно 1,5 шагу зубців. Ці дугові поверхні обмежують зону високого тиску.

Осьовий піджим створює робоча рідина, що надходить з камери нагнітання насоса по скісних свердліннях *e* у платиках 5 до осьового отвору *n*.

Рідина, що надходить по скісних отворах *e* пластиків 5, обмежених манжетами 16, піджимає їх до торців шестерень, а рідина, що надходить через осьовий отвір *n*, створює в камерах корпусу і кришки, обмежених манжетами 15, осьове зусилля, що врівноважує підтискну обойму 10, на яку діє тиск, переданий з

камер пластиків 5 через манжету 17.

Рідина, що надходить у нагнітальну магістраль, давить на ущільнювальну манжету 9, опорну пластину 8 і тим самим здійснює радіальний піджим підтискної обойми 10, яка по мірі зносу опорних поверхонь компенсує радіальний зазор між своєю ущільнюючою поверхнею і зубцями шестерень.

У міжзубцевому просторі з боку нагнітання створюються замкнені об'єми рідини, що знаходяться під тиском, який перевищує допустимий.

Для розвантаження насоса в платиках 5 виконані скісні отвори \varnothing з розточенням, по яких рідина із замкненого об'єму відводиться в зону високого тиску.

Усі витоки робочої рідини в насосі йдуть через зазор між підшипниковою 6 і підтискною 10 обоймами, а потім по пазу $л$ підшипникової обойми 6 надходять на усмоктування.

Завдяки принципово новим конструкторським рішенням, насоси НШ-К вигідно відрізняються від насосів типу НШ: по-перше, насос має автоматичну компенсацію радіальних і торцевих зазорів, завдяки чому ресурс збільшений; по-друге, конструкція насоса допускає можливість секціонування, а отже, розширену область його використання; по-третє, насоси дуже надійні.

Двосекційні насоси випускаються двох типів: НШ-32-10-2 з об'ємом секцій 32 і 10 см³ і НШ-10-10-2 з об'ємом секцій 10 см³. Вони призначені для одночасного нагнітання робочої рідини двома самостійними потоками для двох різних споживачів.

Кожен двосекційний насос складається з двох самостійних насосів, що розміщені в сполучених корпусах і приводяться в дію від одного вала, але мають самостійні усмоктувальні й нагнітальні трубопроводи.

Переваги цих насосів полягають у скороченні однорідного привода, зниженні питомої металоемності, більш зручному технічному обслуговуванні та ін. Недоліки конструкції – це зайві енергетичні витрати і зноси з'єднань однієї із секцій насоса при відсутності необхідності в споживанні рідини одним зі споживачів. При відмові однієї секції насоса необхідно ремонтувати обидві секції.

Насоси типу НМШ призначені для створення і підтримки циркуляції робочої рідини в гідравлічних системах трансмісій тракторів і складних сільськогосподарських машин для переключення передач, вмикання і вимикання вала відбору

потужності. Насоси цього типу постійно включені в роботу.

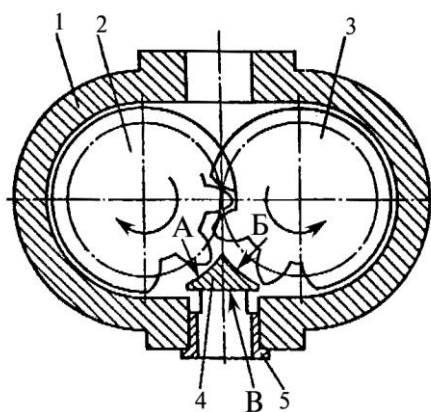
Марка насоса позначає: Н – насос, М – малого тиску, Ш – шестеренний. Цифри вказують робочий об'єм насоса в см³.

Насоси цього типу умовно поділяють за робочим тиском на такі групи: низького – до 2,5 МПа; середнього – від 2,5 до 8 МПа і високого – від 8 до 25 МПа.

Особливість конструкції насосів НМШ у тому, що вони мають привалочну площину, через яку виведений хвостовик ведучого вала насоса. У цій площині розташовані усмоктувальні й нагнітальні отвори. Отже, ці насоси самостійно не застосовують. Випускаються насоси НМШ-25-Р, НМШ-25, НМШ-50, НМШ-80-1, НМШ-125 і насос гідросистеми коробки передач трактора К-701.

Шестеренні гідромотори уніфіковані із шестеренними насосами, однак мають деякі особливості: високий перепад тиску, необхідний для зрушування з місця, нестійка робота на малих обертах і значна пульсація крутильного моменту.

Повний і об'ємний ККД шестеренних гідромоторів лише у вузькому діапазоні чисел обертів і навантажень досягає значень відповідно 0,8 і 0,9. Тому їх застосовують, головним чином, на малопотужних і швидкохідних приводах. Запускати їх необхідно без навантаження. Величина пускового моменту досягає 0,3...0,4 від номінального [10]. Для поліпшення пускових характеристик шестеренних гідромоторів використовують різні конструктивні удосконалення. Один з варіантів такого рішення наведений на рисунку 3.23.



1 – корпус; 2 і 3 – шестерні зовнішнього зачеплення;
4 – пристрій для покращення пуску; 5 – втулка

Рисунок 3.23 - Схема шестеренного гідромотора з пристроєм для покращення пуску

Шестеренний гідромотор містить корпус 1, шестерні зовнішнього зачеплення 2 і 3, опори ковзання і пристрій для поліпшення пуску гідромотора 4. Пристрій виконаний у вигляді

ущільнювального елемента, що має поверхні А і Б, які охоплюють частину зубців шестерень 2 і 3 у місці виходу їх із зачеплення по колу виступів на всій їхній довжині, а також поверхню В, що є продовженням дотичних до ділільних кіл шестерень 2 і 3.

У момент пуску гідромотора (при наявності пристрою 4) площа впливу тиску робочої рідини на шестерні 2 і 3 зменшується на величину охоплення їхніх зубців поверхнями А і Б ущільнювального елемента. При цьому тиск робочої рідини перерозподіляється і діє на шестерні 2 і 3 й на поверхню В.

Завдяки цьому, по-перше, досягається часткове розвантаження опор ковзання від радіальних зусиль, що викликають тертя в них у момент пуску до подачі змащення в опори ковзання, по-друге, зменшується зусилля притиску шестерень 2 і 3 до поверхонь розточення корпуса і, по-третє, збільшується пусковий момент за рахунок ослаблення протидіючого йому крутильного моменту від зусиль впливу робочої рідини на зубці шестерень у зоні їхнього зачеплення.

Крім того, у момент пуску гідромотора потік робочої рідини, який проходить через втулку 5, направляється поверхнею В безпосередньо по дотичних до ділільних кіл шестерень 2 і 3, що дозволяє ефективно використовувати динамічний вплив потоку робочої рідини на зубці шестерень. Усе це дозволяє збільшити пусковий момент у 1,3...1,5 рази.

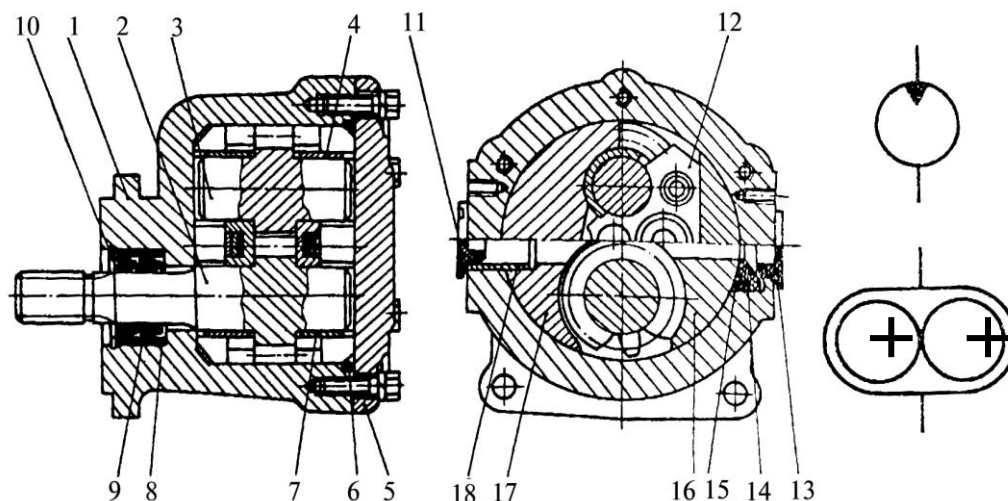
В індексації марки шестеренної гідромашини вказують тип гідромашини: НШ – насос шестеренний, ГМШ – гідромотор шестеренний, МНШ – мотор-насос шестеренний; напрямок обертання: Л – ліве, Р – реверсивне, відсутність букви означає праве обертання; подачу за один оберт вала q_t , см³/об, і групу виконання.

Наприклад: ГМШ-10 – гідромотор шестеренний, $q_t = 10$ см³/об, перша група виконання (у маркуванні цифру 1 не ставлять), правого обертання.

Гідромотор можна використовувати в режимі насоса, але об'ємний ККД при цьому буде на 10% нижчим, ніж у НШ такої ж марки. У паспорті об'ємного насоса чи гідромотора звичайно вказують номінальне (ном), максимальне (max) і мінімальне (min) значення параметрів. Об'ємна гідромашина може використовуватися тривалий час при таких робочих параметрах: $p_{\text{роб}}^{\text{max}} \leq p_{\text{ном}}$, $n_{\text{роб}} = n_{\text{min}} \dots n_{\text{max}}$; у цьому випадку запобіжний клапан у

системі регулюється на тиск $p_{\text{зап кл}} = 1,25 p_{\text{роб}}^{\text{max}}$.

Будь-який “круглий” насос можна використовувати як гідромотор без переробок. При цьому подачу робити в нагнітальний патрубок насоса під тиском $p_{\text{нагл}} \leq 0,8 p_{\text{н}}^{\text{ном}}$, частота обертання вала в режимі гідромотора $n_{\text{м}} \leq 0,8 n_{\text{н}}^{\text{ном}}$. Крім того, виготовляють “круглі” шестеренні гідромотори ГМШ 32-3, ГМШ 50-3 і ГМШ 100-3, призначені для гідроприводів активних робочих органів сільськогосподарських машин. Конструкція цих гідромоторів аналогічна конструкції “круглих” насосів НШ-32, НШ-50, НШ-100 (рис. 3.24).



1 – корпус; 2 – ведуча шестерня; 3 – ведена шестерня; 4 і 7 – антифрикційні вкладиші; 5 – кришка; 6 – ущільнювальне кільце; 8 – ущільнювальні манжети ведучого вала; 9 – опорне кільце ущільнювальної манжети; 10 – пружинне кільце; 11 і 13 – пробки (транспортувальні); 12 – платики-замикачі; 14 – радіальна манжета з боку порожнини високого тиску; 15 – опорна пластина; 16 – підтискна обойма; 17 – підшипникова обойма; 18 – втулка (центруюча) зі сторони усмоктувальної порожнини

Рисунок 3.24 - Будова й умовне позначення “круглих” гідромоторів ГМШ 32-3, ГМШ 50-3 і ГМШ 100-3

Заводи-виробники гарантують для “круглих” насосів безвідмовну роботу до першого капітального ремонту протягом 6000 мотогодин роботи трактора за умови дотримання правил експлуатації, збереження і технічного обслуговування. Варто розрізняти шестеренні машини МНШ (мотор-насос шестеренний) і НМШ (насос малого тиску шестеренний). Конструкція гідромоторів типу МНШ відрізняється від уніфікованих з ними насосів тільки тим, що в їхньому денці виконаний конічний різьбовий отвір для приєднання дренажної гідролінії, що передбачається для уникнення випадків вибивання манжети ущільнення вала.

Планетарні гідромашини знайшли широке застосування як гідромотори для приведення в рух активних робочих органів

комбайнів та інших сільськогосподарських машин.

Планетарні гідромотори характерні тим, що їхній ротор у процесі роботи робить складний плоскопаралельний (планетарний) рух.

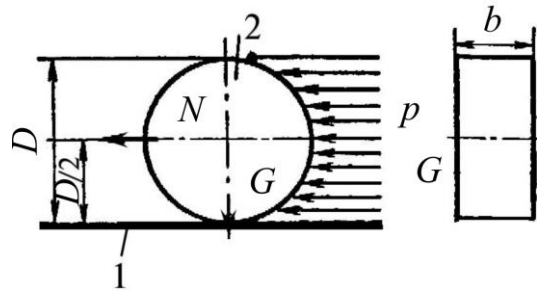


Рисунок 3.25 - Принципова схема гідромотора з рухливою віссю

Ряд цікавих конструкцій таких гідромашин розробив Ф. М. Єрасов. Найкраще ці гідромашини виявили себе в режимі гідромотора. Зі збільшенням числа зубців статора й ротора з'явилася можливість створення тихохідних високомоментних гідромоторів (при високій рівномірності обертання вала), що знайшли широке застосування як загалом, так і в сільськогосподарському машинобудуванні. Схема роботи такого гідромотора показана на рисунку 3.25.

На напрямляючі 1 установлений ротор 2 (діаметром D і шириною b), на який з однієї сторони рівномірно діє сила тиску рідини P гідравлічного поля, під дією якої ротор 2 котиться по напрямляючій 1 навколо миттєвого центра G . Для такої гідромашини ефективна робоча площа $F = Db$, тоді від тиску рідини з'являється результуюча сила $N = pF$. Сила N створює на валу гідромотора крутильний момент

$$M_{\text{кр}} = N \frac{1}{2} D = p \frac{1}{2} D^2 b. \quad (3.54)$$

З аналізу отриманої залежності випливає, що зі збільшенням діаметра крутильний момент, який розвивається ротором 2, зростає пропорційно квадрату радіуса ротора $\left(\frac{1}{2} D^2\right)$, а зі збільшенням його ширини і тиску робочої рідини момент зростає тільки прямо пропорційно.

Розглянута схема гідромотора непридатна для практичного застосування в такому вигляді, як вона показана на рисунку 3.26. Для безупинного перетворення енергії потоку робочої рідини на механічну напрямляюча 1 повинна бути нескінченною, і тому її

виконують у вигляді кільця, а для усунення просковзування на сполучених поверхнях ротора 2 й направляючої 1 нарізають зубці.

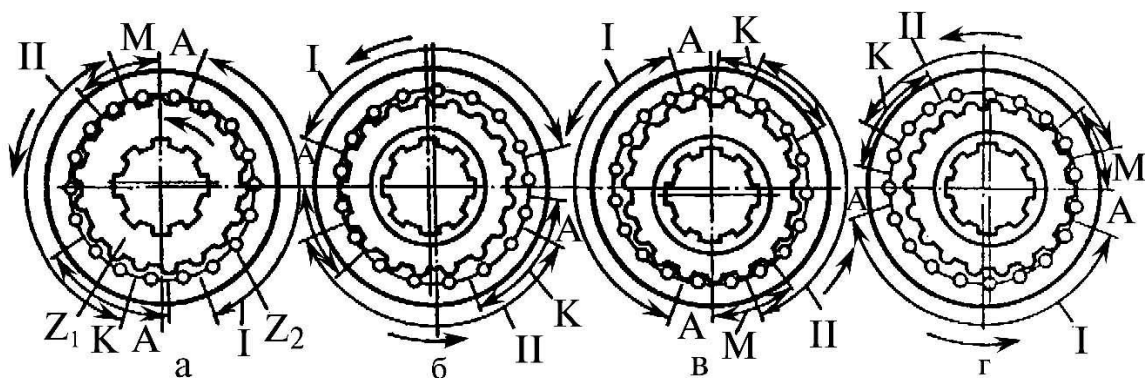


Рисунок 3.26 - Схема руху ротора і гідравлічного поля планетарної ГМ

Зубчасті ротор 2 і направляюча 1 утворюють основний характерний вузол планетарних ГМ – силове з'єднання. В основу конструкції силового з'єднання планетарних ГМ закладений принцип роботи пари з внутрішнім зчепленням, при цьому число зубців Z_2 охоплюючої шестірні на 1 зуб більше числа зубців Z_1 охоплюваної шестерні (тобто $Z_2 = Z_1 + 1$). У такій зубчастій парі дотримуються одночасно умови обкатування і безупинного контакту зубців, що забезпечує відділення зони нагнітання від зони зливу.

Оскільки гідравлічне поле рухається паралельно направляючій (а направляюча виконана у вигляді кільця), то воно обертається. При цьому ротор 2 обкатується по направляючій 1 з тією ж швидкістю, що і гідравлічне поле, повільно повертаючись у протилежну сторону, тобто гідравлічне поле виконує роль кривошипа планетарного редуктора.

На рисунку 3.26 представлені чотири положення ротора планетарної гідромашини. На рисунку 3.26, а відображений момент, коли з правої сторони площини симетрії А-А знаходиться зона тиску рідини І, а з другої – зона зливу рідини ІІ. На рисунку 3.26, б відображений момент, коли зони повернені на 90° , на рисунку 3.26, в – на 180° , на рисунку 3.26, г – на 270° . Таким чином, коли гідравлічне поле зробить повний оберт проти годинникової стрілки, ротор повернеться в протилежну сторону всього на один

зубець, чи на кут $\varphi = \frac{360^\circ}{Z_1}$.

У зчепленні з круговим профілем зубців, розробленим

стосовно до гідромашин, зчеплення відбувається у двох зонах – К і М, розташованих по одну сторону площини А-А, що проходить через полюс зачеплення, і центри направляючої і ротора. Наявність двох зон контакту забезпечує при роботі постійну герметичність між зонами тиску й зливу.

Поворот гідравлічного поля здійснюється розподільчими пристроями, що забезпечують зміну положення гідравлічного поля синхронно обкатуванню по замкнутій направляючій ротора.

У залежності від способу перетворення складного плоскопланетарного руху ротора на концентричне обертання вихідного вала кінематичні схеми планетарних гідравлічних машин можуть бути чотирьох типів (рис. 3.27), що відрізняються перетворюючим механізмом.

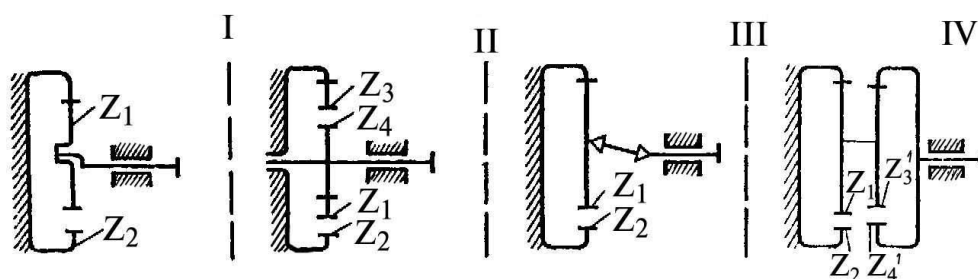


Рисунок 3.27 - Кінематичні схеми планетарних гідромоторів

У ГМ першої кінематичної схеми планетарний рух ротора перетворюється на концентричне обертання вихідного вала за рахунок кривошипного механізму. Робочий об'єм такого гідромотора визначається за формулою

$$q_{\text{т}}^{\text{I}} = 2eb\pi D_{\text{e}2} \frac{Z_1}{Z_2}, \quad (3.55)$$

де e – ексцентриситет; b – ширина ротора; $D_{\text{e}2}$ – діаметр виступів направляючої; Z_1 і Z_2 – відповідно число зубців ротора і статора.

У ГМ схеми II за рахунок додаткового евольвентного зчеплення $Z_3 = Z_4$, розміщеного в одній площині із зачепленням кругового профілю, робочий об'єм

$$q_{\text{т}}^{\text{II}} = \frac{2eb\pi D_{\text{e}2} Z_2}{i}, \quad (3.56)$$

де i – передатне відношення евольвентного зачеплення;

$$i = 1 + \frac{Z_1(Z_3 - Z_2)}{Z_4}. \quad (3.57)$$

У ГМ схеми III – за рахунок рухливої муфти. У ГМ схеми IV – за рахунок додаткової зубчастої пари внутрішнього зачеплення, сателіт якої з'єднаний з ротором. При цьому

$$q_{\tau}^{\text{III}} = 2eb\pi D_{e_2} Z_2; \quad q_{\tau}^{\text{IV}} = 2eb\pi D_{e_2} Z_2 i, \quad (3.58)$$

де Z_3' і Z_4' – число зубців додаткової зубчастої пари.

$$i = \frac{Z_4'}{Z_1(Z_4' - Z_3') - Z_3'}. \quad (3.59)$$

ГМ у залежності від кінематичної схеми, за якою вони зібрані, при тих же параметрах ротора відрізняються робочими характеристиками. Це пояснюється тим, що витрата рідини за один оберт вихідного вала в машинах схеми I менша, ніж у II, у II менша, ніж у III, а в III менша, ніж у IV. У машині схеми I за один оберт вала ротор робить одне обкатування по направляючій (тобто відбувається один цикл), у ГМ схеми II – $Z_1/2$ циклів, у машині схеми III здійснюється Z_1 циклів, а в машині схеми IV – $Z_1 u$ циклів, причому $u > 1$.

Планетарні ГМ схеми I належать до швидкохідних низькомоментних ГМ; ГМ II, III і IV схем – до тихохідних високомоментних машин.

При виробництві планетарних ГМ знаходять застосування всі чотири описані вище кінематичні схеми з різними відомими й знову створеними пристроями розподілу рідини: клапанним, золотниковим і безпосередньо самим ротором.

Сполучення кожного виду розподілу з тією чи іншою кінематичною схемою, що відрізняються перетворюючим механізмом складного плоскопаралельного руху ротора на концентричне обертання вала, дає новий варіант планетарної гідромашини.

Регулювання частоти обертання вала гідромотора здійснюється найчастіше зміною об'єму рідини, що надходить з насоса. У загальному випадку теоретична продуктивність насоса

$$Q_n = q_n n_n e_n, \quad (3.60)$$

а витрата рідини в гідромоторі

$$Q_m = q_m n_m e_m, \quad (3.61)$$

де q_n, q_m – відповідно робочий об'єм насоса і гідромотора при

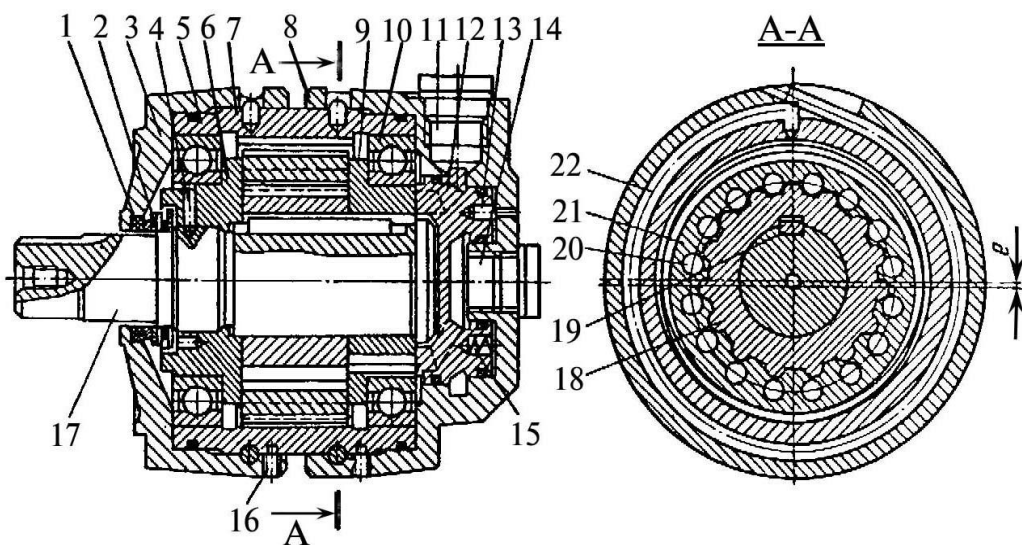
максимальній величині регулювання; n_n, n_m – відповідно частота обертання вала насоса і гідромотора; e_n, e_m – параметри регулювання насоса і гідромотора.

Величини q і e для насоса і гідромотора залежать від конструктивних особливостей їхнього устаткування.

Припускаючи, що $Q_n = Q_m$, можна записати:

$$i = \frac{n_n}{n_m} = \frac{q_m e_m}{q_n e_n}, \quad (3.62)$$

тобто передаточне відношення привода залежить від параметрів регулювання насоса і гідромотора та від відношення робочих об'ємів.



1 і 2 – ущільнювачі; 3 і 8 – кришки; 4 і 13 – штифти; 5 і 10 – шарикопідшипники; 6 – щока; 7 – корпус; 9 – розподільник; 11 і 14 – порожнини; 12 – золотник; 15 – пружина; 16 і 22 – стопори; 17 – вал; 18 – шестірня; 19 – шпонка; 20 – ролики; 21 – ротор

Рисунок 3.28 - Планетарно-роторний гідромотор ИРТ-14.200

У наш час промисловістю освоєне виробництво ряду конструкцій планетарних гідромоторів і гідрообертачів, серед яких найбільш розповсюдженими є ИРТ-14.200, ГПР-Ф, ГВТ-6300 та ін. Конструкція планетарного гідромотора ИРТ-14.200 наведена на рисунку 3.28. Його конструктивне виконання відрізняється від гідрообертача ГВТ-6300 наявністю вихідного вала, його концентричним обертанням відносно корпуса гідромотора, розподілом робочої рідини, здійснюваним золотниковим пристроєм плоского типу. Головний вузол гідромотора – силовий блок, що складається з вала, розподільника, шестерні ротора з роликами і щоки. Шпонка зв'язує розподільник і шестерню в єдиний вузол. Осьове фіксування цих деталей (шестерні й розподільника) здійснюється затягуванням щоки, що зв'язана з валом різьбовим

сполученням. Таке положення щоби фіксується штифтом 4. Висота ротора й роликів менше висоти шестерні, тому ротор (з роликом) може обертатися навколо шестерні без заїдання.

Силовий блок за допомогою шарикопідшипників 5 і 10 встановлюється в корпус. Компенсація планетарного руху ротора виконується за допомогою внутрішнього зубчастого зачеплення, утвореного охоплюючою (зовнішньою) поверхнею ротора й охопленою (внутрішньою) поверхнею корпуса. Осьове переміщення силового блоку обмежується передньою 3 й задньою 8 кришками. У задній кришці 8 установлений золотник, що своїми проточками з'єднаний з порожнинами 11 і 14 підведення (відведення) робочої рідини. Притискання золотника до розподільника в момент пуску (відсутність тиску в робочих порожнинах) здійснюється пружиною. Із задньою кришкою 8 золотник зв'язаний штифтом 13. Кріплення кришок гідромотора за допомогою стопорів 22 і штифта 13 дозволяє зробити установку фази розподілу шляхом повороту кришок відносно корпуса. Після установки фази розподілу кришки фіксуються стопором 16. Ущільнювачі 1 і 2 служать для запобігання витоків по валу.

Як усі роторні ГМ, гідромотор ИРТ-14.200 реверсивний. Зміна напрямку обертання вихідного вала гідромотора здійснюється зміною напрямку руху робочої рідини.

Розглянута конструкція гідромотора була взята за основу при створенні уніфікованого ряду планетарно-роторних гідромоторів.

Одна з переваг цього типу гідромоторів – порівняно низька металоємність. Наприклад, питома маса планетарних гідромоторів на одиницю робочого об'єму складає $7,5 \cdot 10^{-6}$ кг/л (у кращих плунжерних ГМ – $1,2 \cdot 10^{-4}$ кг/л).

Гідромотори типу ГПР-Ф дозволяють одержати номінальну частоту обертання вала в межах $n_{\text{ном}} = 150 \dots 600 \text{ хв}^{-1}$ при крутильному моменті відповідно

$$M_{\text{кр}}^{\text{ном}} = 365 \dots 1430 \text{ Н м.}$$

У сільськогосподарській техніці також широко застосовують мотори гідравлічні планетарні (МГП), а в гідросистемах рульового керування сільськогосподарських та інших машин, що мають максимальну швидкість руху до 50 км/год, застосовують насоси-дозатори моноблочні (НДМ).

Гвинтові гідромашини найчастіше застосовують як насоси одnogвинтові чи багатогвинтові. Схема будови одnogвинтового насоса (мононасоса) представлена на рисунку 3.29.

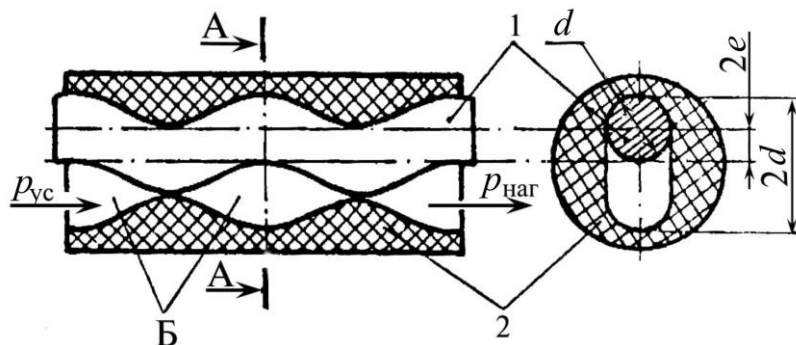


Рисунок 3.29 - Конструктивна схема насоса гвинтового типу

Головними частинами мононасоса є його робочі органи – ротор, виконаний у вигляді однозахідного гвинта 1 круглого перерізу з нержавіючої сталі і статор 2, що представляє собою гумову товстостінну трубу, внутрішня поверхня якої виконана у вигляді двозахідної гвинтової поверхні з кроком у два рази більшим, ніж у ротора. Будь-який поперечний переріз ротора, перпендикулярний осі його обертання, є колом з діаметром d , а центри цих кіл лежать на гвинтовій лінії, вісь якої є віссю обертання гвинта. Відстань центра поперечного перерізу гвинта від осі обертання називається ексцентриситетом e . Переріз внутрішньої порожнини статора 2 являє собою овал, що складається з двох півкіл, з'єднаних загальними дотичними. Відстань між центрами півкіл дорівнює чотирьом ексцентриситетам ($4e$). Під час роботи ротор робить складний планетарний рух. Вал насоса обертається навколо своєї осі, а вісь у той же час робить рух по колу з радіусом, рівним ексцентриситету гвинта. Для того, щоб забезпечити ротору можливість робити складні рухи, його з'єднують із приводним валом насоса за допомогою торсійного чи карданного з'єднання. При обертанні ротора між зовнішньою поверхнею гвинта і внутрішньою поверхнею статора утворюються робочі порожнини Б, об'єм яких змінюється від нуля до максимуму, при цьому рідина переміщується від однієї замкнутої порожнини до іншої з постійною швидкістю і поступовим наростанням тиску від p_{yc} на усмоктуванні до p_{nag} на виході з насоса.

Однією з позитивних якостей одногвинтових насосів є можливість перекачування води з підвищеним вмістом домішок (до 0,2% по масі), а також застосування в гідротранспортуванні по трубах високов'язких середовищ, що важко перекачуються, які одержуються у харчових виробництвах і кормових гідросумішах у тваринництві з відносною вологістю $W \geq 70\%$. Для означених цілей широко застосовують одногвинтові насоси: 1В-20/3, 1В-20/5, 1В-

20/10 ($Q = 20 \text{ м}^3/\text{год}$ і $p_{\text{max}} = 3; 5; 10 \text{ ат}$), а в харчових виробництвах 1В12/10Х ($Q = 3...10 \text{ м}^3/\text{год}$, $p_{\text{наг}} = 10 \text{ ат}$); 1В50/5Х ($Q = 8...25 \text{ м}^3/\text{год}$, $p_{\text{наг}} = 5 \text{ ат}$). Гвинтові насоси мають досить високий ККД ($\eta_{\text{max}} = 0,75$) і велику висоту усмоктування $h_{\text{yc}} \leq 6 \text{ м}$, величина яких у значній мірі залежить від реологічних властивостей перекачуваної гідросуміші.

Найбільше поширення одержали тригвинтові насоси для перекачування рідин, що володіють змазуючою здатністю, при відсутності абразивних домішок. Схема робочої частини тригвинтового насоса показана на рисунку 3.30. Стальні гвинти – ведучий 1 і ведені 2 – укладені в обойму 3. Нарізка гвинтів двозахідна з циклоїдним зчепленням з діаметром основного кола ведучого гвинта d , зовнішнім діаметром гвинта $D = 5d/3$, внутрішнім діаметром нарізки веденого гвинта $d_1 = d/3$ і шагом гвинтової різьби $t = 10d/3$. Середній гвинт 1 обертається від приводного двигуна, а разом з ним під тиском перекачуваної рідини обертаються ведені гвинти 2. Знаходячись у зчепленні, гвинти утворюють ізольовані камери, що при їхньому обертанні переміщуються поступально, у результаті чого рідина переноситься з області усмоктування в область нагнітання.

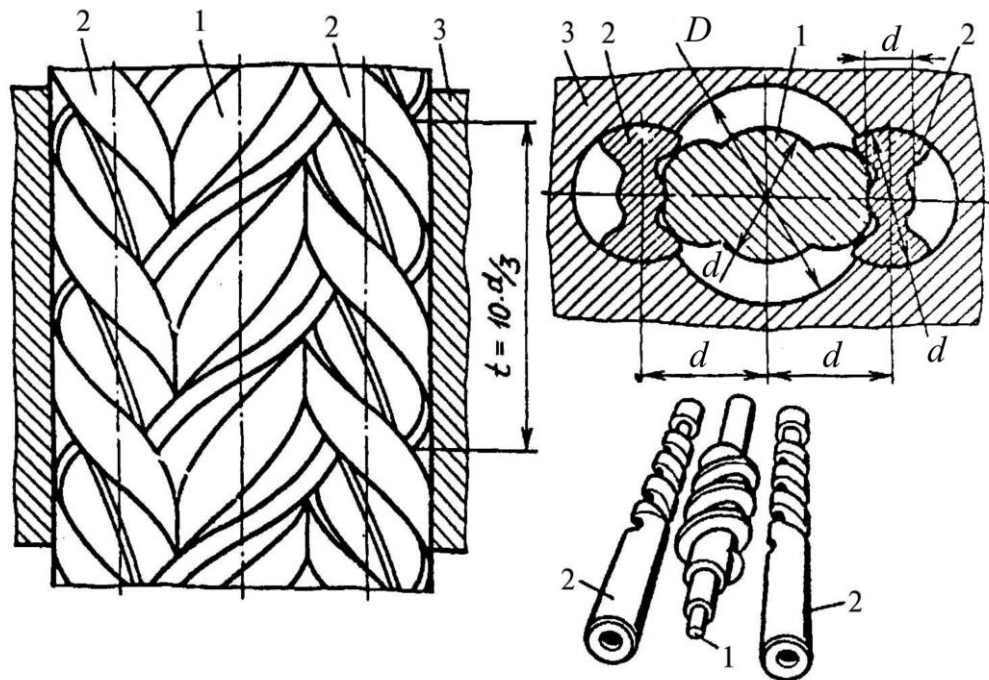


Рисунок 3.30 - Конструктивна схема тригвинтового насоса

Подачу насоса (Q , $\text{м}^3/\text{хв}$) для описаних гвинтів можна визначити за формулою

$$Q = \frac{3\pi n}{16} \eta_o (D^2 - d^2), \quad (3.63)$$

де n – частота обертання ведучого гвинта, хв^{-1} ; η_o – об'ємний ККД насоса.

Випускаються насоси з подачею від 0,3 до 800 $\text{м}^3/\text{год}$ при тиску нагнітання 0,5...25 МПа і ККД 60...80%. Перевагою гвинтових гідромашин є мала нерівномірність подачі, відсутність пульсацій тиску і безшумність у роботі.

3.7 Приклади задач

Приклад 3.7.1.

Шестеренний насос має номінальний тиск $P_n = 10$ МПа при частоті обертання $n = 1400$ хв^{-1} . Визначити потужність, якщо ширина шестерні $b = 30$ мм, діаметр початкового кола шестерні $D_o = 60$ мм, число зубців $z = 8$, об'ємний ККД $\eta_v = 0,92$, загальний ККД насоса $\eta = 0,80$.

Розв'язання. Модуль зачеплення

$$m = \frac{D_o}{z}, \quad (3.64)$$

$$m = \frac{60}{8} = 7,5 \text{ мм.}$$

Робочий об'єм

$$V_p = 2\pi \cdot D_o \cdot m \cdot b \quad (3.65)$$

$$V_p = 2 \cdot 3,14 \cdot 6 \cdot 0,75 \cdot 3 = 84,8 \text{ см}^3.$$

Подача насоса

$$Q = \frac{V_p \cdot n \cdot \eta_v}{60}, \quad (3.66)$$

$$Q = \frac{84,8 \cdot 1400 \cdot 0,92 \cdot 10^{-6}}{60} = 1,82 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с.}$$

Корисна потужність насоса

$$N_K = P_n \cdot Q \quad (3.67)$$

$$N_K = 10 \cdot 10^6 \cdot 1,82 \cdot 10^{-3} = 18,2 \cdot 10^3 \text{ Вт} = 18,2 \text{ кВт.}$$

Потужність

$$N = \frac{N_K}{\eta}, \quad (3.68)$$

$$N = \frac{18,2}{0,80} = 22,75 \text{ кВт.}$$

Приклад 3.7.2.

Визначити тиск шестеренного насоса, потужність якого $N = 3,3$ кВт при частоті обертання 1500 хв^{-1} , якщо його робочий об'єм $V_p = 12 \text{ см}^3$, об'ємний ККД $\eta_v = 0,94$, загальний ККД $\eta = 0,82$.

Розв'язання. Подача насоса

$$Q = \frac{V_p \cdot n \cdot \eta_v}{60}, \quad (3.69)$$

$$Q = \frac{12 \cdot 1500 \cdot 0,94}{60} = 282 \text{ м}^3/\text{с.}$$

Тиск насоса

$$P = \frac{N \cdot \eta}{Q}, \quad (3.70)$$

$$P = \frac{3,3 \cdot 10^3 \cdot 0,82}{282 \cdot 10^{-6}} = 9,59 \cdot 10^6 \text{ Па} = 9,59 \text{ МПа.}$$

Приклад 3.7.3.

Визначити основні параметри шестеренного насоса, який має подачу $Q = 30$ л/хв; номінальний тиск $P = 20$ МПа; частоту обертання $n = 1000$ об/хв; кількість зубців $z = 10$; об'ємний ККД $\eta_v = 0,94$; механічний ККД $\eta_m = 0,95$.

Розв'язання. Теоретична подача

$$Q_T = \frac{Q}{\eta_v}, \quad (3.71)$$

$$Q_T = \frac{30}{0,94} = 31,9 \text{ л/хв.}$$

Робочий об'єм насоса

$$V_p = \frac{Q_T}{n}, \quad (3.72)$$

$$V_p = \frac{31,9 \cdot 10^3}{1000} = 31,9 \text{ см}^3.$$

Приймаємо $V_p = 32 \text{ см}^3$.

Прийнявши ширину шестерні $b = 4 \text{ м}$, визначимо модуль

$$m = \sqrt[3]{\frac{V_p}{2\pi \cdot z \cdot 4}}, \quad (3.73)$$

$$m = \sqrt[3]{\frac{32}{2 \cdot 3,14 \cdot 10 \cdot 4}} = 0,503 \text{ см.}$$

Приймаємо $m = 5 \text{ мм.}$

Діаметр початкового кола шестерні $D_o = mz$, $D_o = 5 \cdot 10 = 50 \text{ мм.}$

Ширина шестерні

$$b = \frac{V_p}{\pi \cdot D_o \cdot 2 \cdot m}, \quad (3.74)$$

$$b = \frac{32}{3,14 \cdot 5 \cdot 2 \cdot 0,5} = 2,02 \text{ см.}$$

Корисна потужність насоса

$$N_k = P_H \cdot Q, \quad (3.75)$$

$$N_k = \frac{20 \cdot 30}{60} = 10 \text{ кВт.}$$

Потужність насоса

$$N = \frac{N_k}{\eta_v \eta_m}, \quad (3.76)$$

$$N = \frac{10}{0,94 \cdot 0,95} = 11,2 \text{ кВт.}$$

3.8. Контрольні запитання

1. Призначення гідронасоса і гідродвигуна.
2. Основні характеристики гідромашини (гідронасоса, гідродвигуна).
3. Класифікація й умовна позначка насосів.
4. Які типи роторно-поступальних ГМ вам відомі?
5. Які роторно-обертальні ГМ вам відомі?
6. Яку ГМ називають реверсивною й обертовою?
7. За якою формулою розраховується подача роторного насоса будь-якого типу?
8. Які існують способи регулювання подачі роторних насосів?

- 9.** Перелічіть групи виконання шестеренних насосів.
- 10.** Розшифруйте марки гідромашин: НШ50-3-Р, ГМШ-10, НМШ-25, МНШ-32У і НШ-32-10-2.
- 11.** Які переваги має “круглий” шестеренний насос перед насосом, що має прямокутну форму перерізу корпусу?
- 12.** Особливості конструкції насосів НШ-У, НШ-К.
- 13.** Пристрій гідростатичного розвантаження насоса НШ-К.
- 14.** Пристрій і принцип дії насосів з циклоїдальним внутрішнім зчепленням.
- 15.** Класифікація й умовне позначення гідродвигунів.
- 16.** Улаштування і принцип дії поршневих гідродвигунів.
- 17.** Улаштування, принцип дії і способи підвищення пускового моменту шестеренних гідромоторів.
- 18.** Улаштування і принцип дії аксіально-поршневих, радіально-поршневих і планетарних гідромоторів.
- 19.** Класифікація і принцип дії поворотних гідродвигунів (шиберного, поршневого, діафрагменного).
- 20.** Улаштування ущільнення камери нагнітання мотор-насоса МНШ і ГМШ.
- 21.** Призначення й улаштування дренажної системи МНШ.
- 22.** Призначення і принцип дії гідростатичного розвантаження деталей гідромоторів.
- 23.** Що розуміється під гідропневмоприводом?

4. КОМПЛЕКСНА ГІДРОФІКАЦІЯ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОЇ ТЕХНІКИ

4.1. Загальні відомості про гідроприводи

Однією з основних умов збільшення продуктивності сільськогосподарських машин є поліпшення техніко-економічних показників приводів, підвищення їхньої надійності і довговічності.

Приводом називають агрегат або декілька агрегатів, призначених для надання руху машинам і механізмам.

Привод складається з двигуна, передачі, механізмів керування і допоміжних пристроїв. У залежності від основного виду передачі розрізняють механічний, гідравлічний і пневматичний приводи. Передачею називають пристрій для перетворення енергії двигуна в рух робочого органа машини. Застосовуючи ту саму передачу, наприклад гідродинамічну, з різними двигунами (наприклад двигуном внутрішнього згоряння чи електродвигуном), одержимо різні властивості привода. Тому характеристика привода в цілому складається зі взаємодії характеристик двигуна і передачі. Це знаходить висвітлення й у назвах приводів: дизель-електричний, електрогідравлічний та ін.

Передачі, що перетворюють механічну енергію двигуна, розділяються на механічні, гідравлічні, електричні і пневматичні в залежності від виду тіла, що бере участь у перетворенні енергії. Так, у механічних передачах рух передається і перетворюється за допомогою взаємодії твердих тіл. У гідравлічних передачах (гідропередачах) робочим тілом, що передає енергію, є рідина, у пневматичних – повітря (газ).

Кожна передача має вхідну (ведучу) і вихідну (ведену) ланки. У передачі обертального руху вхідною і вихідною ланками будуть обертові вали. У передачі поступального руху вхідною ланкою може бути вал, наприклад, насоса, а вихідною ланкою – поршень у гідроциліндрі. Однак вхідною ланкою може бути і поршень, що поступово переміщується, наприклад поршень головного гальмового циліндра в безнасосній системі керування гальмами.

Гідроприводи поділяються на гідростатичні (об'ємної дії) і гідродинамічні. У першому тиск створюється насосом і передається на виконавчий орган (циліндр чи мотор) через робочу рідину як через проміжне тіло.

У другому робоча рідина обертається за допомогою відцентрового колеса (ведуча ланка). Кінетична енергія рідини, яка обертається, реалізується на турбіні (ведена ланка). Ведуча і ведена ланки розташовані при цьому в спільному корпусі. Основною особливістю гідродинамічної передачі є відсутність жорсткого зв'язку між ведучою і веденою ланками.

Перевага гідростатичної передачі в порівнянні з гідродинамічною полягає в можливості реалізації великих передаточних чисел при одночасному перетворенні обертального руху на поступальний і навпаки. Другою важливою перевагою гідростатичної передачі є легкість відділення ведучого органа від веденого. Завдяки цим властивостям гідростатичний привод цілком замінює складну механічну трансмісію з усіма її вузлами і деталями.

4.2. Об'ємний гідропривод

4.2.1. Загальні визначення й основні параметри

Об'ємним гідроприводом називається привод, який має гідравлічний механізм, в якому робоча рідина знаходиться під тиском і включає один або декілька об'ємних гідродвигунів.

Поширене також визначення, відповідно до якого під об'ємним гідроприводом розуміється гідросистема (система гідромашин і гідроагрегатів), що служить для передачі за допомогою рідини енергії на відстань і перетворення її на механічну енергію на виході системи (на енергію руху гідродвигуна), і одночасно виконує функції регулювання й реверсування швидкості вихідної ланки.

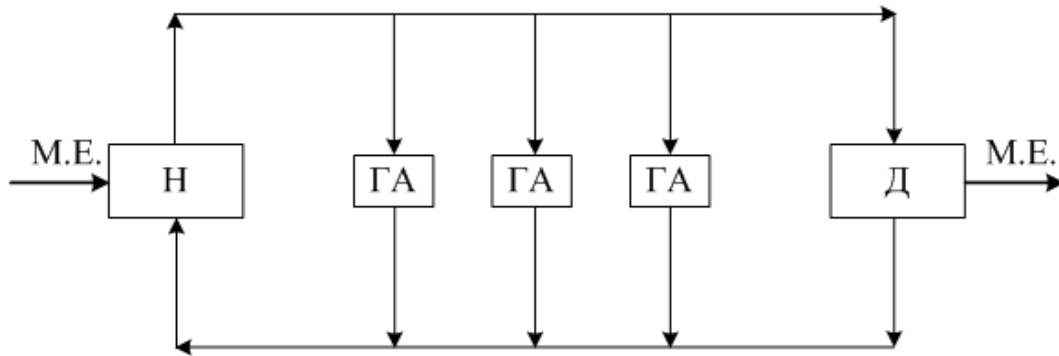
Об'ємний гідропривод, що складається з пристроїв, конструктивно оформлених у одному загальному блоці, називається **об'ємною гідропередачею** (гідротрансмісією). Поняття “гідропривод” звичайно ототожнюється з поняттям “гідросистема”, під яким розуміється сукупність пристроїв, що передають енергію шляхом використання рідини під тиском.

Гідросистема може мати як один, так і кілька гідродвигунів і насосів.

Будь-який гідропривод складається з джерела витрати рідини, яким у більшості випадків служить насос, гідродвигуна зворотно-поступального чи обертального руху, агрегатів керування, рідинних

магістралей (гідроліній чи гідромереж) та інших гідроапаратів (рис. 4.1).

Гідроапаратурою називають пристрої, призначені для змінювання параметрів потоку робочої рідини або підтримки їх на визначеному постійному рівні. Під параметрами потоку в цьому випадку розуміють *тиск, витрату й напрямок руху*.



М.Е. – механічна енергія; Н – насос; Д – гідродвигун; ГА – гідроагрегати; → – напрямок циркуляції робочої рідини

Рисунок 4.1 - Структурна схема об'ємного гідропривода

Під гідролінією розуміється сукупність з'єднаних один з одним пристроїв, що мають безпосередній контакт з робочою рідиною, призначених для виконання визначеної функції в об'ємному гідроприводі.

Крім цього, під гідролінією чи гідромережею розуміють гідромагістраль, призначену для проходження робочої рідини в процесі роботи об'ємного гідропривода.

Розрізняють: *напірну гідролінію* – частину основної гідролінії (гідромережі), по якій робоча рідина рухається від насоса до розподільника чи безпосередньо до гідродвигуна;

виконавчу гідролінію – частину основної гідролінії, по якій робоча рідина рухається від розподільника до гідродвигуна і назад;

зливальну гідролінію – частину основної гідролінії, по якій робоча рідина рухається в бак від розподільника чи безпосередньо від гідродвигуна.

Насосом називається гідромашина, що перетворює механічну енергію, прикладену до його вала, на енергію рідини, а **гідродвигуном** – гідромашина, що перетворює енергію рідини на механічну енергію.

Об'ємний гідродвигун з поворотним рухом веденої ланки на кут $< 360^\circ$ називають **поворотним гідродвигуном** чи **моментним гідроциліндром**, або ще **гідроквадрантом**. Об'ємний гідропривод з

поворотним гідродвигуном називається **гідроприводом поворотного руху**.

Об'ємний гідродвигун з обертальним рухом веденої (вихідної) ланки називається **гідромотором**, а гідродвигун з прямолінійним зворотно-поступальним рухом – **гідроциліндром**.

За призначенням гідроприводи тракторів і сільськогосподарських машин можна розділити на три групи: гідроприводи робочих органів, гідроприводи дистанційного управління і гідроприводи ходової системи – гідротрансмісії.

У свою чергу гідроприводи робочих органів поділяються на гідроприводи активних робочих органів і гідроприводи керування положенням робочих органів.

Гідроприводи активних робочих органів забезпечують передачу енергії безпосередньо до робочих органів машин для виконання беззупинного чи циклічно повторюваного процесу. У залежності від особливостей технологічного процесу гідроприводи забезпечують постійну чи перемінну швидкість руху робочого органа, можуть бути реверсивними чи нереверсивними за напрямком руху.

Гідроприводи управління положенням робочого органа устанавлюють чи фіксують ці органи в заданому положенні (додаткові опори грейферних навантажувачів, штанги обприскувачів і т. ін.).

У ряді випадків гідропривод забезпечує установку робочих органів у “плаваюче” положення, при якому робочий орган переміщується під впливом діючих на нього сил. Таке керування звичайно використовується для копіювання рельєфу ґрунту ріжучими або збираючими робочими органами.

Серед гідроприводів дистанційного управління найбільше розповсюджений гідропривод рульового керування, який призначений для зменшення зусиль, необхідних для керування самохідною машиною, і забезпечує передачу енергії від вала двигуна внутрішнього згорання до механізму повороту. При цьому від механізатора потрібне тільки зусилля для переміщення гідравлічних розподільчих пристроїв. Поворот керованих коліс при непрацюючому двигуні здійснюється за рахунок сил, що прикладаються до кермового колеса.

Гідротрансмісії виконують кілька функцій: передачу енергії, необхідної для руху самохідної машини при незмінній частоті обертання вала двигуна внутрішнього згорання; динамічне

гальмування самохідної машини, що досягається зменшенням подачі насоса.

Безступінчаста зміна швидкості руху самохідної машини дозволяє цілком використовувати потужність двигуна і виконувати технологічний процес у оптимальних режимах.

Переваги й недоліки гідропривода. Завдяки тому, що гідропривод дозволяє поліпшити експлуатаційні і техніко-економічні характеристики машин і механізмів, він знайшов поширення на тракторах і машинах сільськогосподарського призначення. Застосування гідропривода на тракторах і сільськогосподарських машинах обумовлене рядом його переваг у порівнянні з механічними приводами:

- незалежність взаємного розташування вузлів гідропривода; малі габарити і велику потужність, яка передається одиницею маси;
- можливість одержування великих передаточних відношень без застосування механічних редукторів;
- простота розгалуження потужності без кінематичних складних і малонадійних приводів зі значною кількістю ланцюгів, ременів, карданних валів та інших елементів механічних передач;
- широка уніфікація в межах машинобудівних галузей;
- надійне запобігання перевантаженню робочих органів;
- можливість безступінчастого регулювання швидкісних режимів і легкість керування;
- зниження витрат часу на регулювання і технічне обслуговування машин;
- можливість автоматизації процесу управління;
- поліпшення умов роботи механізаторів.

При цьому гідроприводи порівняно прості у виготовленні, експлуатації і відрізняються надійністю. При дотриманні правил експлуатації ресурс багатьох типів насосів і гідромоторів досягає 6000 мотогодин і вище.

У той же час гідроприводи не позбавлені недоліків, до основних з яких варто віднести:

- вплив температури зовнішнього середовища на параметри гідропередачі;
- високі втрати потужності на подолання тертя

робочої рідини в гідролініях;

– можливі порушення роботи гідропривода внаслідок наявності повітря в системі.

4.2.2. Принцип дії об'ємного гідропривода

З відомих у гідравліці трьох видів механічної енергії рідини, що в питомому вигляді можна представити рівнянням

$$e = \frac{E}{M} = zg + \frac{p}{\rho} + \frac{V^2}{2}, \quad (4.1)$$

де E – повна енергія рідини густиною ρ ; M – маса рідини зі швидкістю V ; zg – питома енергія положення; g – прискорення вільного падіння; p/ρ – питома енергія тиску; $V^2/2$ – питома кінетична енергія рідини.

В об'ємних гідроприводах використовується енергія тиску, що за допомогою об'ємних гідродвигунів перетворюється на механічну роботу.

Для допоміжних, головним чином командних, ланцюгів використовується також кінетична енергія рідини.

Крім цього, кінетична енергія рідини використовується і в гідродинамічних передачах. Енергією положення в об'ємних гідроприводах звичайно зневажають, оскільки різниця висот Z між окремими елементами гідросистеми мала й енергія положення набагато менша в порівнянні з діючою в ній енергією тиску рідини. Ця енергія положення враховується лише при розрахунках і дослідженнях усмоктувальних характеристик насосів.

Принцип дії об'ємних гідроприводів заснований на високому об'ємному модулі пружності (незначного стиснення) рідини й на законі Б. Паскаля.

З наведеної схеми, яка ілюструє цей закон (рис.4.2, а), випливає, що якщо в герметично заповненій рідиною посудині прикладемо силу P до поршня площею f , то ця сила врівноважиться (тертям поршня зневажаємо) тиском рідини p на цей поршень, що буде діяти в будь-якій точці рідини, включаючи і поверхню посудини (гідростатичним тиском зневажаємо).

Положення збережеться, якщо як посудини візьмемо два з'єднаних трубопроводами герметично закритих поршнями a_1 і a_2 (рис.4.2, б) циліндри 1 і 2, перший з яких є ведучим (насосом), а другий – веденим (гідродвигуном).

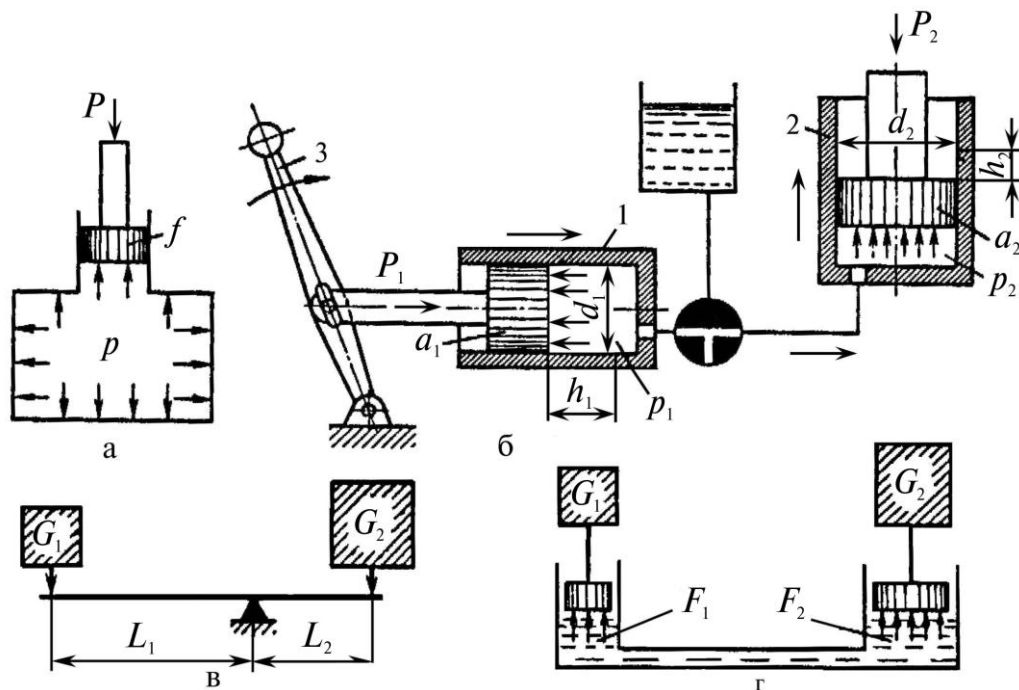


Рисунок 4.2 - Схеми, що ілюструють принцип дії об'ємного гідропривода

При переміщенні за допомогою рукоятки 3 поршня a_1 циліндра 1 у праву сторону рідина витісняється в циліндр 2, переміщаючи його поршень a_2 вгору, причому тиск $p_1 = P_1/f_1$ у циліндрі 1 силою P_1 , прикладеною до поршня a_1 , діє також і на поршень a_2 циліндра 2 (втрати тиску в трубопроводі зневажаємо, тобто вважаємо, що $p_1 = p_2$).

Допускаючи, що циліндри 1 і 2 герметичні, а рідина нестиснена, переміщення поршнів a_1 і a_2 опишемо рівнянням рівності об'ємів, що витісняються ними, – рівнянням нерозривності потоку: $h_1 f_1 = h_2 f_2$, де h_1, h_2, f_1, f_2 – відповідно переміщення і площі поршнів a_1 і a_2 .

На підставі цієї рівності можна записати: $h_2/h_1 = f_1/f_2 = d_1^2/d_2^2$; $h_2 = h_1(f_1/f_2) = h_1(d_1^2/d_2^2)$, де d_1 і d_2 – діаметри поршнів a_1 і a_2 .

Зневажаючи гідравлічним опором (припускаємо, що тиск $p_1 = p_2 = p$) і тертям поршнів a_1 і a_2 при їхньому русі, можна написати вираз для сил P_1 і P_2 , діючих на поршні a_1 і a_2 : $P_1 = pf_1$ і $P_2 = pf_2$.

Відповідно до цього, $P_2/P_1 = pf_2/pf_1 = d_2^2/d_1^2$; $P_2 = P_1(f_2/f_1)$.

З цієї рівності випливає, що сила P_2 більше сили P_1 у f_2/f_1 рази.

Рівновагу сил, що діють у розглянутій схемі, можна порівняти

з рівновагою коромисла, навантаженого вагами G_1 і G_2 , прикладеними на його кінцях (рис. 4.2, в).

Неважко довести, що довжини пліч L_1 і L_2 коромисла і величини вантажів вагою G_1 і G_2 зв'язані співвідношенням $G_1 / G_2 = L_2 / L_1$.

Відповідно до порівнюваної гідросхеми (рис. 4.2, г), що складається зі зв'язаних трубопроводами двох циліндрів площею F_1 і F_2 , поршні яких навантажені вантажами вагою G_1 і G_2 , $G_1 / G_2 = F_1 / F_2$.

Добуток сили P_1 , що діє на поршень a_1 (рис. 4.2, б), на швидкість його руху $V_1 = h_1 / t$, де t – час переміщення поршня на відстань h_1 , дає вираз потужності $N = P_1 V_1$.

Підставивши в попередній вираз $P_1 = f_1 p$, одержимо: $N = p f_1 V_1$.

З урахуванням того, що добуток $f_1 V_1$ виражає об'єм, описуваний поршнем у одиницю часу, чи розрахункову подачу Q рідини, одержимо:

$$N = pQ. \quad (4.2)$$

У тому випадку, якщо тиск виражений у кГ/см^2 і подача в $\text{см}^3/\text{с}$, потужність буде виражена в кГ см/с .

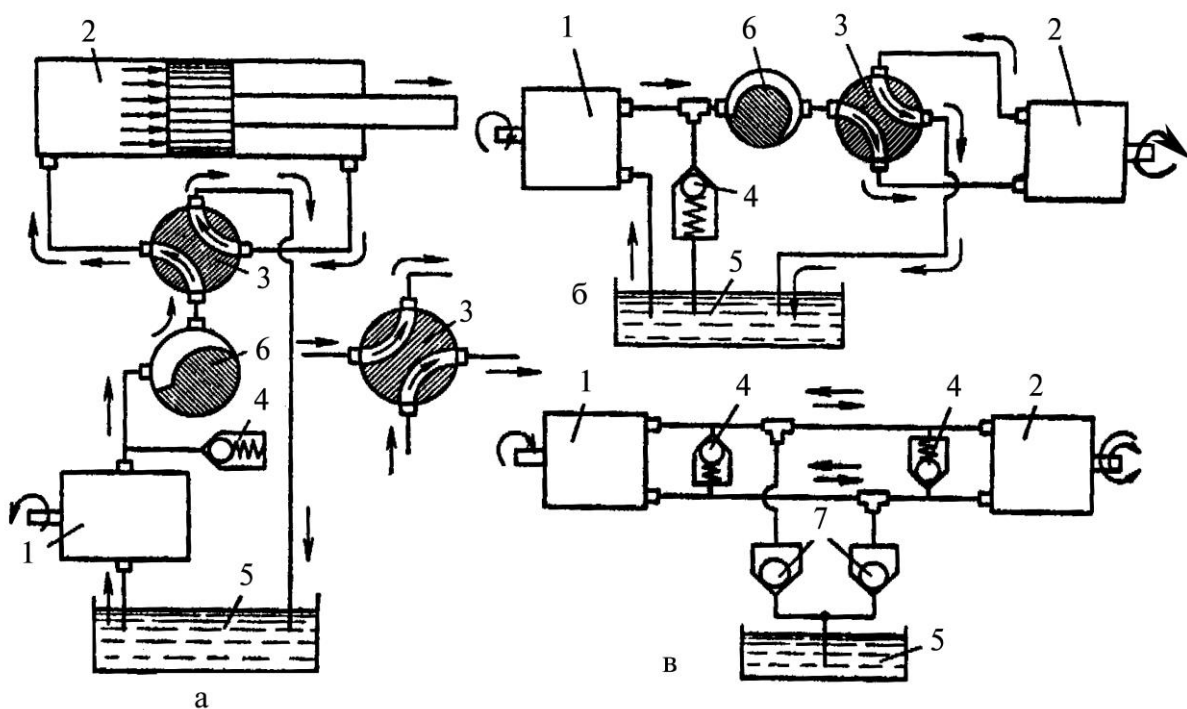
Для одержання потужності в к. с. користуються виразом $N = pQ / 7500$ к. с. = 735,499 Вт, де Q – витрата рідини в $\text{см}^3/\text{с}$; p – тиск рідини в $\text{кГ/см}^2 = 0,1$ МПа.

Розрахункові формули потужності наведені в такій формі, що їх можна використовувати в умовах застосування конкретних одиниць міжнародної системи (СІ) і системи МКС, системи МКГСС і СГС. Співвідношення між одиницями фізичних величин наведені в додатку 1. Конструктивна схема реального гідропривода відрізняється від спрощеної (рис. 4.2, б) тим, що включає насос безперервної дії, а також ряд інших апаратів, які управляють потоком рідини і запобігають перевантаженню системи. У будь-якому гідроприводі розрізняють три групи елементів: насоси (джерело гідравлічної енергії), гідродвигуни (приймачі гідравлічної енергії чи виконавчі механізми), розподільчу й регулюючу гідроапаратуру.

На рисунку 4.3, (а) представлена схема найпростішого об'ємного гідропривода для прямолінійного зворотно-поступального руху. Привод складається зі з'єднаних трубопроводами насоса з резервуаром (баком) 5 і гідродвигуна (силового циліндра) 2,

запобіжного клапана 4, обмежуючого підвищення тиску рідини вище встановленого значення, і розподільчого пристрою (крана) 3, за допомогою якого змінюється напрямок потоку рідини від насоса до робочих порожнин гідродвигуна, тобто здійснюється зміна напрямку його руху. У положенні розподільника (крана) 3 (рис. 4.3, а), рідина від насоса 1 надходить у ліву порожнину циліндра 2, переміщаючи його поршень у праву сторону.

Рідина, що витісняється при цьому поршнем з правої (неробочої) порожнини циліндра 2, відводиться по зливальних трубопроводних каналах розподільника 3 в резервуар 5. При повороті розподільника 3 на кут 90° рідина від насоса надходить у праву порожнину циліндра 2 і відводиться в бак 5 з лівої його порожнини; поршень у цьому випадку рухається в ліву сторону. При підвищенні тиску більше встановленого значення відкриється запобіжний клапан 4, і рідина під тиском буде переливатися через нього в бак. На рисунку 4.3, (б) і в представлені принципові схеми гідропередач з гідродвигуном (гідромотором) 2 обертального руху.



а – прямолінійного руху; б, в – обертального руху
Рисунок 4.3 - Принципові схеми гідропериводів

Реверс гідродвигуна в схемі (рис. 4.3, б) здійснюється за допомогою розподільника 3, а в схемі (рис.4.3, в) – шляхом зміни насосом напрямку потоку рідини. Система в останньому випадку повинна бути забезпечена зворотними (запірними) клапанами 7, що від'єднують при зміні напрямку потоку рідини напірну магістраль від бака 5 і одночасно забезпечують підживлення усмоктувальної

порожнини насоса у випадку, якщо в останній утвориться в результаті витоків рідини чи з інших причин вакуум. Схема також забезпечена запобіжним клапаном 4 і баком 5 запасу робочої рідини.

Очевидно, що при прийнятій вище умові повної герметичності гідроагрегатів і практичної нестискальності рідини вихідна ланка двигуна переміщується (чи обертається) з визначеною швидкістю, що забезпечує прохід через його робочі камери рідини, поданої насосом, тобто повинна бути дотримана умова $Q_n = Q_d$, де Q_n і Q_d – теоретичні подачі (об’єми, описувані робочими елементами в одиницю часу) насоса і двигуна. У результаті при прийнятій вище умові одержимо жорсткий кінематичний зв’язок між насосом і гідродвигуном.

Розглянуті схеми (рис. 4.3) належать до числа найпростіших, в яких керування потоком рідини зводиться лише до зміни її напрямку плину без якого-небудь впливу на закон руху поршня гідродвигуна. У випадку, коли цей вплив пов’язується з циклом роботи машини чи з керуванням по програмі, гідропривод стає частиною системи автоматичного чи напіваавтоматичного регулювання, елементи гідропривода називаються елементами гідроавтоматики, а гідросистема – автоматичною чи напіваавтоматичною.

Тиск рідини в гідроприводі. З виразу (4.2) випливає, що при підвищенні тиску рідини потужність гідропривода за всіх інших рівних умов пропорційно підвищується, а отже, знижуються його питома маса і габаритні розміри. Через це в практиці відбувається безупинне підвищення тиску. У цей час у гідросистемах, як правило, тиски рівні 20–25 і рідше – 35–70 МПа.

Об’ємний насос може розвивати будь-які тиски, при яких робочі рідини ще зберігають свої властивості. Утрата цих властивостей, що обмежує тиск, обумовлена тим, що практично більшість рідин, у тому числі й рідини нафтового походження, при тисках 2000 – 3000 МПа перетворюються в тверде тіло.

Вода при 20 °С перетворюється на тверде тіло при тиску 8400 МПа.

У гідросистемах машин поширені насоси потужністю до 75 кВт (100 к. с.), однак у деяких випадках, і зокрема у важкому машинобудуванні, застосовуються насоси з приводною потужністю вище 3000 кВт (при тисках 22 МПа).

Економічність застосування передач характеризується

насамперед коефіцієнтом корисної дії. З цієї точки зору всім видам передач, у тому числі і гідравлічним, властиві загальні закономірності. Розглянемо їх.

Закон збереження енергії в застосуванні до передач, що перетворюють параметри механічної енергії, може бути записаний у вигляді $N_1 = N_2 + N_3$, де N_1 – потужність на вхідній, ведучій ланці; N_2 – потужність на вихідній, веденій ланці; N_3 – потужність, втрачена в передачі (перетворюється на тепло і розсівається в навколишньому середовищі).

При передачі обертання $N_1 = M_{\text{кр}1} \omega_1$ і $N_2 = M_{\text{кр}2} \omega_2$, тоді

$$M_{\text{кр}1} \omega_1 = M_{\text{кр}2} \omega_2 + N_3, \quad (4.3)$$

де $M_{\text{кр}1}$ і ω_1 – крутильний момент і кутова швидкість на валу насоса; $M_{\text{кр}2}$ і ω_2 – крутильний момент і кутова швидкість на валу мотора.

Розділивши праву і ліву частини рівняння на $M_{\text{кр}1} \omega_1$, одержимо: $1 = M_{\text{кр}2} \omega_2 / M_{\text{кр}1} \omega_1 + N_3 / M_{\text{кр}1} \omega_1$; або $M_{\text{кр}2} \omega_2 / M_{\text{кр}1} \omega_1 = 1 - N_3 / M_{\text{кр}1} \omega_1$.

Коефіцієнт корисної дії, як відомо, є відношенням корисної потужності N_2 (потужність на веденому валу) до витраченої, тобто

$$\eta = \frac{N_2}{N_1} = \frac{M_{\text{кр}2} \omega_2}{M_{\text{кр}1} \omega_1}. \quad (4.4)$$

Це рівняння для визначення ККД отримане з найбільш загальних розумінь і справедливе для всіх видів передач. У ньому враховані всі втрати енергії, і тому воно не вимагає ніяких додаткових уточнень.

У передачах прийнято називати відношення $k = M_{\text{кр}2} / M_{\text{кр}1}$ коефіцієнтом трансформації, або силовим передаточним відношенням, а величину $i = \omega_2 / \omega_1$ – передаточним відношенням. Виходячи з цього,

$$\eta = ki. \quad (4.5)$$

Таким чином, для визначення повного ККД отримане дуже просте й загальне для всіх видів передач рівняння. Воно дозволяє оцінити передачу з погляду ефективності використання енергії, не вдаючись до розгляду внутрішніх процесів, що відбуваються в передачі, базуючись тільки на легковимірюваних величинах.

Значення k і i для передач поступального руху визначають за формулами

$$k = P_2 / P_1, \quad i = V_2 / V_1, \quad (4.6)$$

де P і V – сила і швидкість ведучої і веденої ланок.

4.2.3. Класифікація і типові схеми об'ємних гідроприводів

Під об'ємним розуміється такий гідропривод, основою якого є об'ємна гідропередача (ОГП). Як уже відзначалося, об'ємна гідропередача визначається як гідравлічна передача, складена з об'ємного насоса, об'ємного гідродвигуна, регулюючої, розподільчої і запобіжної апаратури й магістралей.

Об'ємні гідроприводи класифікуються за такими ознаками: за характером руху вихідної ланки – поступального, поворотного й обертального руху; за джерелом подачі робочого середовища – насосні, акумуляторні й магістральні; за циркуляцією робочого середовища – з розімкнутим і замкнутим потоком; за наявністю керування і типом керуючого пристрою – з дросельним, машинним (об'ємним), машинно-дросельними типами керування, з керуванням протитиском, з керуванням двигуном чи без керування.

За задачею керування гідроприводи з автоматичним керуванням класифікуються на стабілізуючі, програмні і слідкуючі.

У гідроприводах поступального руху об'ємний гідродвигун – це гідроциліндр, у гідроприводах поворотного руху – поворотний гідродвигун, а в гідроприводах обертального руху – відповідно гідромотор.

За джерелом подачі робочого середовища найбільше застосування в техніці одержали насосні гідроприводи, в яких робоча рідина від насоса надходить у гідродвигун. В інших типах гідроприводів робоча рідина в гідродвигун надходить або від пневмогідроакумулятора – акумуляторний гідропривод, або від загальної магістралі, яка живить кілька гідроприводів – магістральний гідропривод.

Насосний гідропривод, в якому робоча рідина від об'ємного гідродвигуна надходить у гідробак, називається гідроприводом з розімкнутим потоком. У гідроприводі із замкнутим потоком робоча рідина від об'ємного гідродвигуна надходить безпосередньо на вхід насоса.

Гідропривод з розімкнутим потоком звичайно використовується при невеликій частоті обертання чи швидкості

переміщення робочого органа, а також при нереверсивній його роботі.

Там, де потрібно забезпечити реверсивний характер роботи і керування параметрами вихідної ланки, як правило, застосовують гідропривод із замкнутим потоком. При цьому внутрішні витoki робочої рідини в елементах гідропривода компенсуються спеціальним додатковим насосом.

Об'ємний гідропривод, в якого параметри руху вихідної ланки змінюються, називається керованим гідроприводом, і навпаки, якщо в об'ємному гідроприводі параметри руху, зокрема швидкість, не змінюються, то такий гідропривод прийнято вважати некерованим.

Гідравлічні схеми різних приводів виконуються відповідно до ДСТУ 2704-76. Види і типи схем і загальні вимоги до їхнього виконання регламентуються ДСТУ 2701-76. Найчастіше використовуються структурні і принципові схеми.

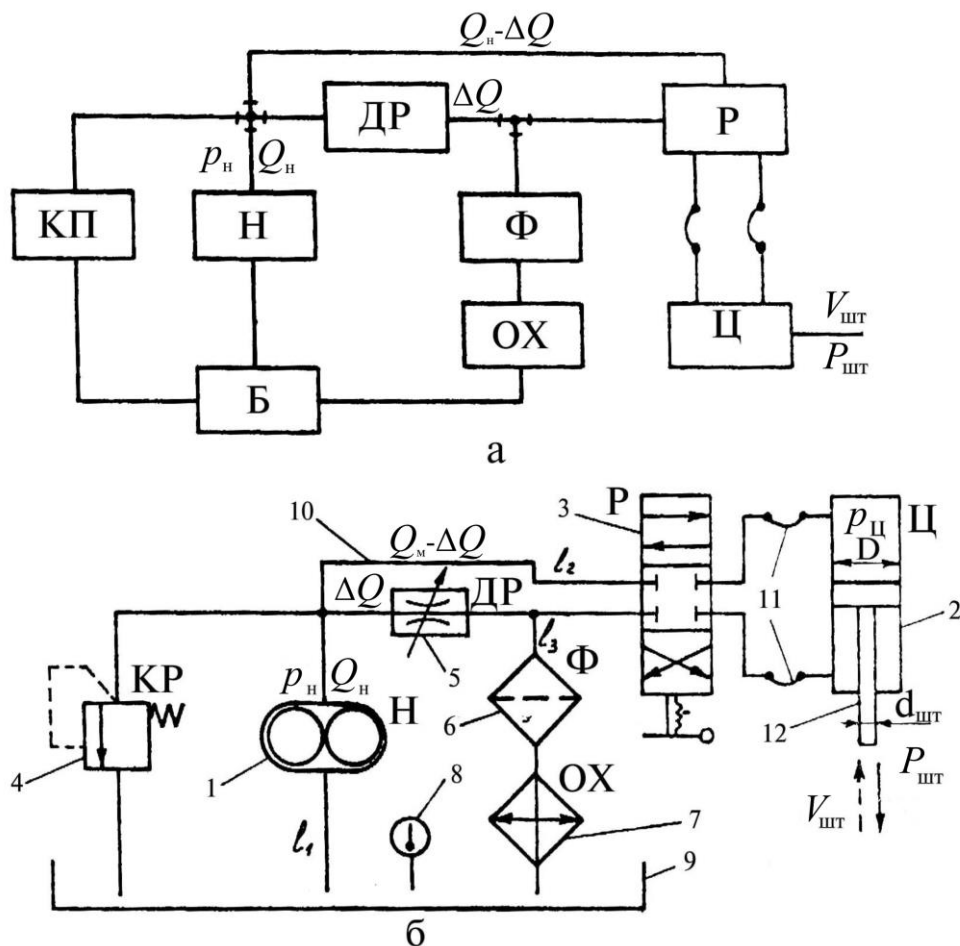
На структурній схемі (рис. 4.4, а) зображують суцільними лініями у вигляді прямокутників усі основні функціональні частини гідроагрегатів (елементи, пристрої і функціональні групи) і головні зв'язки між ними.

Найменування кожної функціональної частини агрегату, типи, позначення і функціональні залежності рекомендується вписувати в середину прямокутників у вигляді літерного позначення, що являє собою скорочене найменування елемента, складене з його початкових чи характерних букв.

Наприклад, апарат теплообмінний – АТ (охолоджувач – ОХ, підігрівач – ПО); насос – Н, насос пластинчастий – НП, насос радіально-поршневий – НР і т. ін.

На принциповій схемі (рис. 4.4, б) ці ж агрегати і пристрої зображують у вигляді умовних графічних позначень.

На структурній схемі (рис. 4.4, а) використані такі літерні позначення гідроагрегатів: Б – гідробак; Н – насос; КП – клапан запобіжний; ДР – гідродросьель; Ф – фільтр; ОХ – охолоджувач; Ц – гідроциліндр.



а – структурна; б – принципова

Рисунок 4.4 - Схеми гідроприводів зворотньо-поступального руху

На рисунку 4,4(б) показана принципова схема гідропривода поступального руху, коли золотник трипозиційного розподільника 3 знаходиться в нейтральному положенні.

Робоча рідина з бака 9 шестеренним насосом 1 по трубопроводу (гідролінії) 10 подається в розподільник 3 і далі через фільтр 6 і теплообмінник 7 зливається в бак 9. При цьому циліндр 2 знаходиться в замкненому положенні. При преміщенні золотника розподільника 3 вгору чи вниз робоча рідина через нього і гнучкі шланги 11 буде надходити у поршневу чи штокову порожнину циліндра 2, і поршень зі штоком 12 (вихідна ланка) буде відповідно рухатись вниз зі швидкістю $V_{шт} = V_{зп}$ чи вгору $V'_{шт}$, а на вихідній ланці (шток 12) гідродвигуна буде реалізуватися зусилля $P_{шт}$. Якщо робоча рідина з гідродвигуна зливається в масляний бак, як на рисунку 4.4 (б), то це гідропривод з розімкнутою циркуляцією. Якщо ж рідина від гідродвигуна надходить безпосередньо в усмоктувальний трубопровід насоса – це гідропривод із замкнутою циркуляцією.

Гідропривод, в якому $V_{зп} = \text{const}$, називають нерегульованим, а якщо $V_{зп}$ перемінна – то регульованим.

Відповідно до вищевказаних визначень, на рисунку 4.4(б) зображена гідравлічна схема гідропривода зворотно-поступального руху з розімкнутою циркуляцією і дросельним регулюванням швидкості вихідної ланки, в якій установлений запобіжний клапан.

На рисунку 4.5(а) наведена принципова схема гідропривода з поворотним характером руху вихідної ланки з розімкнутою циркуляцією потоку, а на рисунку 4.5(б) – принципова схема із замкнутою (закритою) циркуляцією потоку обертального руху, з об'ємним регулюванням насоса.

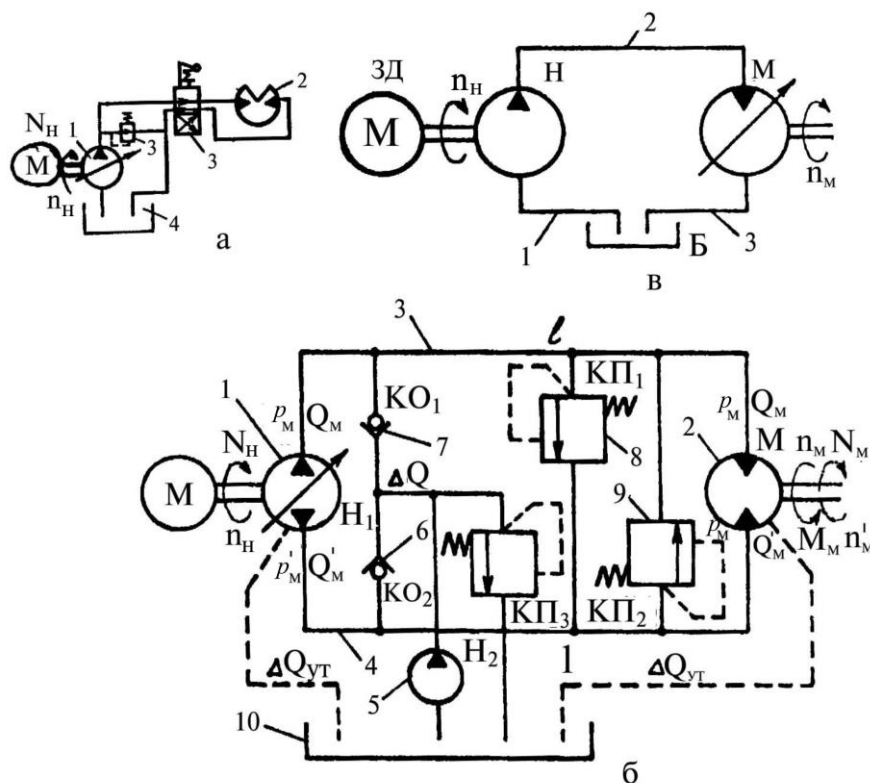
Від мотора M , яким може бути ДВЗ чи електродвигун, приводиться в обертальний рух n_n вал регульованого насоса 7, що створює тиск p_n , забезпечує подачу Q_n по гідролінії 3 або 4 до нерегульованого реверсивного гідромотора 2. При подачі рідини Q_n з високим тиском p_n по трубопроводу 3 (гідролінія високого тиску) вал гідромотора 2 (вихідна ланка) буде обертатися проти годинникової стрілки, а трубопровід 4 буде гідролінією низького тиску, в яку з бака 10 живильний насос 5 забезпечує подачу ΔQ через зворотний клапан 6 для компенсації втрат ΔQ робочої рідини з гідромашин.

Якщо робоча рідина Q_n з високим тиском p_n буде подаватися до гідромотора по трубопроводу 4 (гідролінія високого тиску), вал гідромотора 2 буде обертатися за годинниковою стрілкою, а трубопровід 3 стане гідролінією низького тиску, в яку буде подаватися ΔQ через зворотний клапан 7. При перенавантаженні вала гідромотора і підвищенні робочого тиску до $p_{\max} = 1,25 p_n^{\text{роб}}$ робоча рідина буде скидатися, минаючи гідромотор, з гідролінії високого в гідролінію низького тиску відповідно через запобіжні клапани 8 чи 9.

На рисунку 4.5(в) наведена принципова схема гідропривода з розімкнутою циркуляцією потоку, обертального руху, з об'ємним регулюванням гідромотора.

Схема потоку робочої рідини при роботі ОГП з регульованим гідромотором така: Н-2-М-3-Б-1-Н, де 1, 2, 3 – відповідно усмоктувальна, нагнітальна й зливальна гідролінії.

У цій схемі діапазон регулювання частоти обертання вала менше, ніж у схемі на рисунку 4.5(б). При цьому буде також відсутня можливість здійснення його гідравлічного реверса.



- а – з поворотним характером руху вихідної ланки, з розімкнутою циркуляцією потоку;
 б – з обертальним характером руху вихідної ланки, замкнутою циркуляцією;
 в – з обертальним характером руху вихідної ланки, розімкнутою циркуляцією потоку й регульованим гідромотором

Рисунок 4.5 - Принципові схеми гідроприводів

На збиральних комбайнах застосовують найбільш економну й зручну в експлуатації ОГП, виконану за схемою (рис. 4.5, б), з регульованим насосом і гідравлічним реверсом гідромотора.

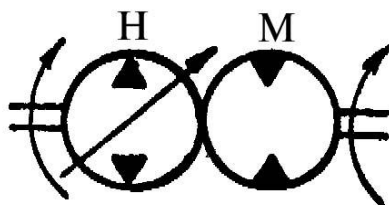


Рисунок 4.6 - Умовне графічне зображення нероздільного виконання ОГП

У верстатобудуванні й ряді інших галузей промисловості знайшли використання ОГП нероздільного виконання за схемою (рис. 4.6) – моноблочна ОГП. У моноблочній ОГП в одному корпусі змонтовані регульований аксіально-поршневий насос з похилим диском і нерегульований реверсивний аксіально-поршневий гідромотор, блоки циліндрів яких спираються з двох сторін на загальну опорну шайбу з клапанами керування і каналами, що з'єднують порожнини циліндрів.

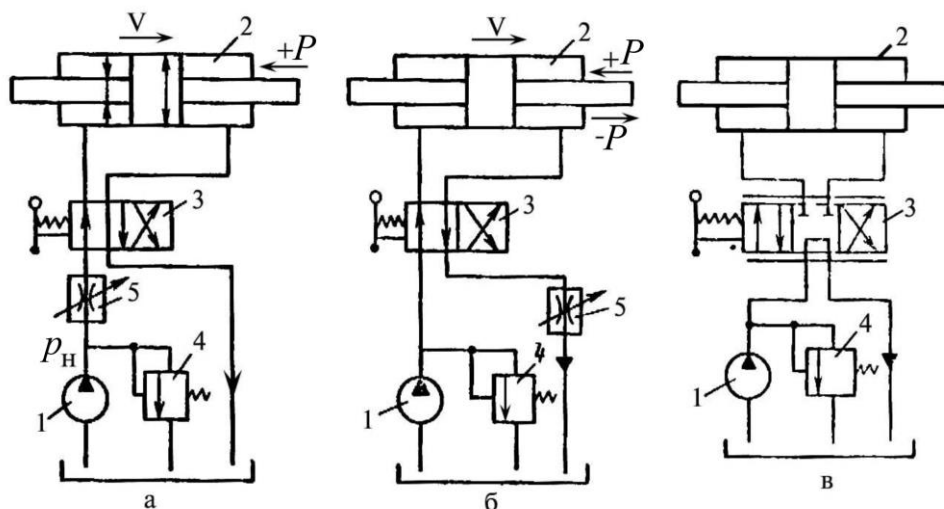
4.2.4. Регулювання об'ємного гідропривода

У гідроприводах із дросельним регулюванням швидкість руху вихідних ланок гідродвигунів змінюється за допомогою регулюючих гідроагрегатів, а в гідроприводах з об'ємним – за допомогою регульованих гідромашин. У стабілізуючому гідроприводі швидкість руху вихідної ланки гідродвигуна підтримується постійною, у програмному гідроприводі – змінюється за заданою програмою, а в слідкуючому гідроприводі – змінюється за визначеним законом у залежності від заданого впливу, величина якого заздалегідь невідома. У сільськогосподарських машинах найбільше застосування знаходять гідроприводи з дросельним регулюванням, а в самохідних машинах з гідротрансмісією застосовуються гідропередачі з об'ємним регулюванням.

Дросельний спосіб регулювання швидкості через великі втрати потужності менш ефективний, особливо при експлуатації гідроприводів великої потужності. Однак гідравлічні схеми з дросельним регулюванням простіші і дешевші.

У гідроприводах із дросельним регулюванням застосовують переважно нерегульовані насоси, гідросхеми виконуються з розімкнутою циркуляцією. Характерною для цього способу є нерівність $Q_n > Q_d$, тобто подача насоса Q_n більша, ніж витрата робочої рідини Q_d через гідродвигуни, і частина робочої рідини постійно зливається в бак, не виконавши ніякої корисної роботи.

При дросельному регулюванні можливі два принципово різні способи включення регулюючого дроселя: послідовно з гідродвигуном і паралельно гідродвигуну.



а – дросель на вході; б – дросель на виході; в – дроселювання в розподільнику на вході і виході

Рисунок 4.7 - Схеми гідроприводів з дросельним регулюванням

Послідовне включення регулюючого дроселя може бути здійснене в трьох варіантах: дросель включений на вході в гідродвигун, на виході з нього й на вході і виході одночасно (рис. 4.7). У наведених схемах нерегульований насос 1, гідродвигун - гідроциліндр 2 із двостороннім штоком, розподільник 3 двопозиційний на схемах **а** і **б**, трипозиційний на схемі **в**. Клапан 4 у цьому випадку є переливним. Дроселем 5 (чи дроселюючим розподільником на схемі **в**) можна регулювати швидкість переміщення поршня.

При повному відкритті дроселя швидкість поршня буде максимальна. При зменшенні відкриття тиск перед дроселем підвищується, клапан відкривається і пропускає частину рідини від насоса. Швидкість $V_{\text{п}}$ поршня при цьому зменшується. При повному закритті дроселя вся рідина від насоса направляється через клапан на злив у бак, а швидкість поршня дорівнює нулю. При постійному відкритті дроселя й збільшенні подоланого навантаження, тобто сили P , тиск насоса зростає, витрата через клапан збільшується, а швидкість поршня зменшується.

Знайдемо залежність між швидкістю $V_{\text{п}}$ поршня й навантаженням P , зневажаючи всіма гідравлічними опорами, крім дроселя (чи вікон дроселюючого розподільника): $V_{\text{п}} = Q/S_{\text{п}}$, де Q – витрата рідини через гідроциліндр, дорівнює витраті через дросель:

$$Q_{\text{п}} = Q_{\text{др}} = \mu S_{\text{др}} \sqrt{(2/\rho) p_{\text{др}}}, \quad (4.7)$$

де μ – коефіцієнт витрати; $S_{\text{др}}$ – площа прохідного отвору дроселя; $p_{\text{др}}$ – перепад тиску на дроселі:

$$p_{\text{др}} = p_{\text{н}} - p_{\text{ц}}, \quad (4.8)$$

де $p_{\text{ц}}$ – тиск у гідроциліндрі, обумовлений навантаженням і площею поршня:

$$p_{\text{ц}} = P/S_{\text{п}}, \quad (4.9)$$

де $S_{\text{п}}$ – ефективна площа поршня.

Гідродвигун, наприклад гідроциліндр, при розрахунку гідропривода можна розглядати як особливий місцевий гідравлічний опір, що викликає втрату тиску. Виражаючи його з урахуванням формул (4.7) – (4.9), будемо мати:

$$V_{\text{п}} = \mu (S_{\text{др}}/S_{\text{п}}) \sqrt{(2/\rho) [p_{\text{н}} - (P/S_{\text{п}})]}. \quad (4.10)$$

Швидкість $V_{\text{п}}$ при цьому не залежить від того, чи розташований дросель на вході в гідродвигун, чи на виході з нього.

Для симетричного дроселюючого золотникового

розподільника і для гідроциліндра з двостороннім штоком витрати в робочих вікнах і перепади тиску в них однакові, тому для перепаду тиску на золотнику і V_{Π} будемо мати $\Delta p_{дрз} = 0,5(p_n - p_3)$:

$$V_{\Pi} = \mu_{дрз} (S_{дрз} / S_{\Pi}) \sqrt{(p_n - P / S_{\Pi}) / \rho}. \quad (4.11)$$

Отже, при однакових навантаженнях P і швидкостях V_{Π}

$$\sqrt{2} \mu S_{др} = \mu_{дрз} S_{дрз}, \quad (4.12)$$

а при $\mu = \mu_{дрз}$ $\sqrt{2} S_{др} = S_{дрз}$, тобто площа кожного з робочих вікон дроселюючого золотника в $\sqrt{2}$ рази більше площі отвору дроселя.

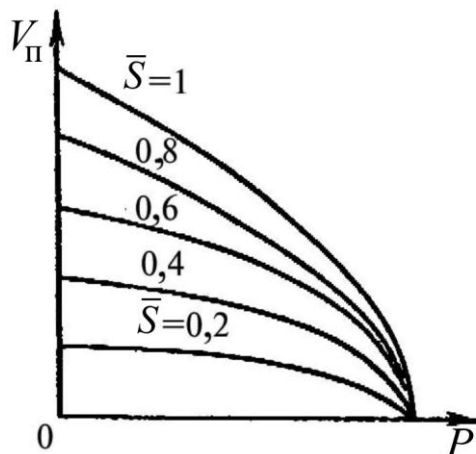


Рисунок 4.8 - Навантажувальні характеристики гідропривода при послідовному включенні дроселя

Як видно з формул (4.10) і (4.11), залежність $V_{\Pi} = f(P)$, тобто навантажувальна характеристика гідропривода при одночасному дроселюванні на вході і виході така ж, як і при одному дроселі на вході чи виході, і зображується спадаючою параболою (рис. 4.8). Кожна з парабол відповідає своєму ступеню відкриття дроселя $\bar{S} = S_{др} / S_{др\max}$.

Швидкість вихідної ланки при її регулюванні послідовно включеним дроселем пропорційна \bar{S} , і її максимальне значення виходить при $\bar{S} = 1$. Максимальне навантаження P_{\max} , при якому вихідна ланка гальмується ($V_{\Pi} = 0$), від ступеня відкриття дроселя не залежить.

Стосовно втрат тиску і ККД при регулюванні послідовно включеним дроселем байдуже, де виконується дроселювання потоку: на вході в гідродвигун, на виході чи на вході і виході одночасно. Однак дроселювання потоку на виході має свої переваги. При цьому гідродвигун працює більш стійко, особливо при знакозмінному навантаженні. Мається можливість регулювання гідропривода при від'ємних навантаженнях, тобто при напрямку

подоланої сили P у сторону переміщення поршня. Крім того, при установці дроселя в зливальній гідролінії тепло, що виділяється при дроселюванні потоку рідини, відводиться в бак без нагрівання гідродвигуна, як це має місце в схемі з дроселем на вході. У результаті гідродвигун працює в більш сприятливих умовах.

При використанні в якості гідродвигуна гідроциліндра з однобічним штоком варто мати на увазі, що витрата рідини Q у напірній лінії не дорівнює витраті Q' у зливальній лінії, тому що ефективна площа поршня з однієї сторони менша, ніж з іншої, на площу перерізу штока. При цьому можливі такі два випадки: шток працює на стискання (штовхаючий шток), і $Q' < Q$; шток працює на розтягання (тягнучий шток), і $Q' > Q$.

При дросельному регулюванні і будь-якому його включенні повний ККД гідропривода визначається як втратами енергії в насосі і гідродвигуні, так і втратами, обумовленими процесом керування. Через це доцільно ввести поняття ККД процесу керування $\eta_{пк}$, що являє собою відношення потужності потоку $N_{г} = p_{г}Q_{г}$, витраченої в гідродвигуні, до потужності потоку $N_{пн} = p_{н}Q_{н}$, що подається насосом, тобто

$$\eta_{пк} = p_{г}Q_{г} / (p_{н}Q_{н}). \quad (4.13)$$

Величина $\eta_{пк}$ оцінює втрати потужності на регулювання швидкості вихідної ланки гідропривода (ним же можна враховувати і втрати тиску в сполучаних трубопроводах).

Повний ККД гідропривода $\eta_{гп}$ дорівнює добутку ККД насоса на ККД процесу керування й на ККД гідродвигуна. Наприклад, при використанні гідроциліндра

$$\eta_{гп} = \frac{P \cdot V_{п}}{N_{п}} = \frac{p_{н}Q_{н}}{N_{н}} \frac{p_{г}Q_{г}PV_{п}}{p_{н}Q_{н}p_{г}Q_{г}} = \eta_{н}\eta_{пк}\eta_{г}. \quad (4.14)$$

При ККД насоса і гідродвигуна, рівних одиниці, ККД регульованого гідропривода з послідовним включенням дроселя не може бути більше 0,385.

Настільки низьке значення $\eta_{пк}$ пояснюється тим, що на оптимальному режимі роботи гідропривода тільки 58% подачі насоса направляється в гідродвигун (інша частина йде через клапан), і лише 2/3 тиску насоса використовується в гідродвигуні (інша губиться в дроселі), тобто втрати потужності відбуваються одночасно і в дроселі, і в клапані.

Варто мати на увазі, що загальний ККД гідропривода буде ще нижчим за рахунок втрат потужності в насосі і гідродвигуні.

Паралельне включення дроселя показане на схемі

гідропривода (рис. 4.9).

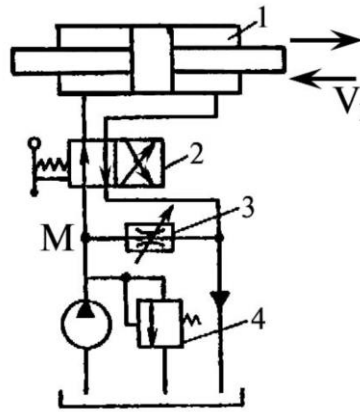


Рисунок 4.9 - Схема гідропривода з дросельним регулюванням при паралельному включенні дроселя

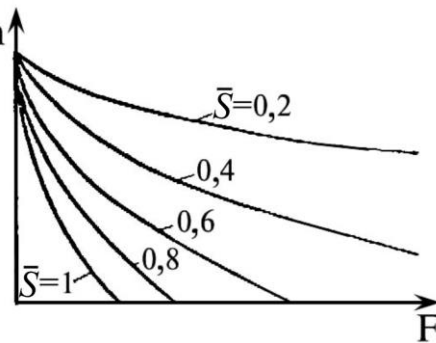


Рисунок 4.10 - Навантажувальні характеристики гідроприводу при паралельному включенні дроселя

У точці М робоча рідина розгалужується: один потік через розподільник 2 направляється в гідроциліндр, а інший – у регулюючий дросель 3. Клапан 4 у цьому випадку є запобіжним. Він відкривається лише при надмірному підвищенні тиску в системі.

Швидкість $V_{\text{п}}$ вихідної ланки (штока гідроциліндра) регулюється зміною ступеня відкриття дроселя. Чим вона менша, тим більша частка подачі насоса направляється в гідроциліндр, і тим більша швидкість $V_{\text{п}}$. При повному закритті дроселя швидкість $V_{\text{п}}$ найбільша. При повному відкритті дроселя швидкість поршня зменшується до нуля чи до мінімального значення, у залежності від навантаження P .

Для паралельного включення дроселя, припускаючи, що втрати тиску в розподільнику і гідролініях відсутні, маємо:

$$Q_{\text{н}} = Q_{\text{г}} + Q_{\text{др}}; \quad p_{\text{н}} = p_{\text{г}} - p_{\text{др}} = P / S_{\text{п}}. \quad (4.15)$$

Друге рівняння записане на підставі рівності втрат тиску в паралельних трубопроводах.

Швидкість поршня

$$V_{\text{п}} = Q_{\text{г}} / S_{\text{п}} = (Q_{\text{н}} - Q_{\text{др}}) / S_{\text{п}}; \quad (4.16)$$

витрата через дросель

$$Q_{\text{др}} = \mu S_{\text{др}} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot p_{\text{др}}} = \mu S_{\text{др}} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \frac{P}{S_{\text{п}}}}. \quad (4.17)$$

Після підстановки в рівняння (4.16) швидкості поршня рівняння (4.17) одержимо:

$$V_{\text{п}} = \frac{1}{S_{\text{п}}} \left(Q_{\text{н}} - \mu S_{\text{др}} \sqrt{\frac{2}{\rho} \frac{P}{S_{\text{п}}}} \right). \quad (4.18)$$

На рисунку 4.10 показані навантажувальні характеристики гідропривода при його регулюванні паралельно включеним дроселем, побудовані за формулою (4.18) для ряду постійних значень $\bar{S} = S_{\text{др}} / S_{\text{др max}}$.

На відміну від характеристик при послідовному включенні дроселя, вони мають протилежну кривизну і виходять з однієї точки, що відповідає $V_{\text{п max}}$ і $P = 0$. Навантаження P_{max} , яке викликає гальмування вихідної ланки, зменшується зі збільшенням ступеня відкриття дроселя і при $S \rightarrow 0 - P_{\text{max}} \rightarrow \infty$. При паралельному включенні дроселя виключається можливість регулювання при напрямку подоланої сили вздовж штока в бік його переміщення.

ККД гідропривода при паралельному включенні дроселя визначається так само, як і при послідовному включенні, – формулою (4.14), а при допущенні, що $\eta_{\text{н}} = \eta_{\text{г}} = 1$, він дорівнює ККД процесу керування $\eta_{\text{г п}} = \eta_{\text{п к}}$.

Доведено, що ККД гідропривода при паралельному включенні дроселя визначається за формулою

$$\eta_{\text{пк}} = 1 - \bar{S}. \quad (4.19)$$

Об'ємне регулювання здійснюється при наявності в схемі гідропривода регульованого насоса чи гідродвигуна. Нерідко використовується регулювання як насосом, так і гідродвигуном.

Як регульовані насоси і гідромотори, одержали поширення роторно-поршневі і пластинчасті гідромашини.

Введемо в розгляд безрозмірний параметр e регулювання гідромашини, який дорівнює відношенню поточного значення робочого об'єму q_0^1 до максимального його значення q_0 , тобто $e = q_0^1 / q_0$.

Регулювання зміною робочого об'єму насоса (рис. 4.12, а) полягає в плавній зміні швидкості руху вихідної ланки гідродвигуна шляхом зміни параметра $e_{\text{н}}$. Мінімальне його значення відповідає мінімальному робочому об'єму насоса і, отже, мінімальній швидкості вихідної ланки. Максимальної швидкості гідропривод досягатиме при $e_{\text{н}} = 1$, тобто при $q_{\text{он}}^1 = q_{\text{он}}$.

При закритому запобіжному клапані швидкість вихідної ланки гідропривода визначається розмірами машин, їхніми об'ємними ККД і змінюється пропорційно параметру регулювання, тобто для гідропривода поступального руху – за формулою

$$V_{\text{п}} = e_{\text{н}} (q_{\text{он}} / S_{\text{п}}) n_{\text{н}} \eta_{\text{о}}, \quad (4.20)$$

для гідропривода обертального руху – за формулою

$$n_r = (e_n q_{он} / q_{ог}) n_n \eta_o, \quad (4.21)$$

де об'ємний ККД гідропривода $\eta_o = \eta_{он} \eta_{ог}$ є лінійно спадаючою функцією тиску в системі, тобто навантаження на вихідній ланці. Крім того, об'ємний ККД трохи зменшується зі зменшенням параметра e_n , тому що витрата рідини мало залежить від робочого об'єму, але ця витрата відноситься до ідеальної подачі насоса, що йде на спад зі зменшенням параметра e_n .

Таким чином, при постійному e_n і збільшенні навантаження на вихідній ланці гідродвигуна швидкість цієї ланки трохи йде на спад через вплив втрат у насосі і гідродвигуні. Однак через те, що об'ємні ККД сучасних гідромашин досить високі, це зменшення швидкості вихідної ланки невелике.

При установці декількох значень $e_n = \text{const}$ навантажувальні характеристики гідропривода, тобто залежності V_n від P для поступального руху поршня гідроциліндра чи n_r від $M_{кр\ r}$ для обертального руху вала гідромотора мають вигляд, показаний на рисунку 4.11 (область ОЕВС).

При деякому граничному значенні навантаження (максимальному тиску в системі) спрацьовує запобіжний клапан або автомат зміни робочого об'єму насоса, і швидкість вихідної ланки круто зменшується до нуля (гілка ВС), тому що відбувається гальмування гідродвигуна під навантаженням.

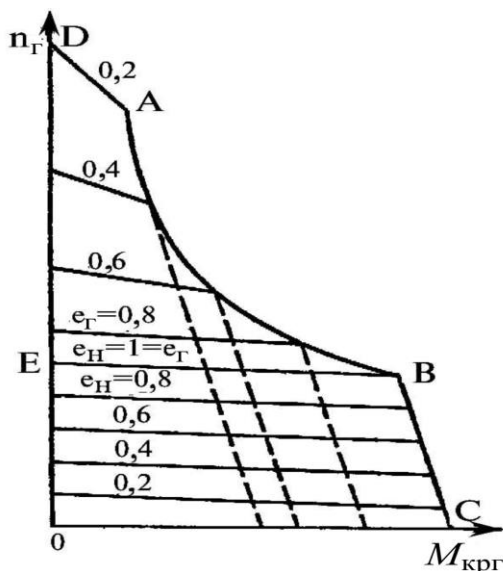
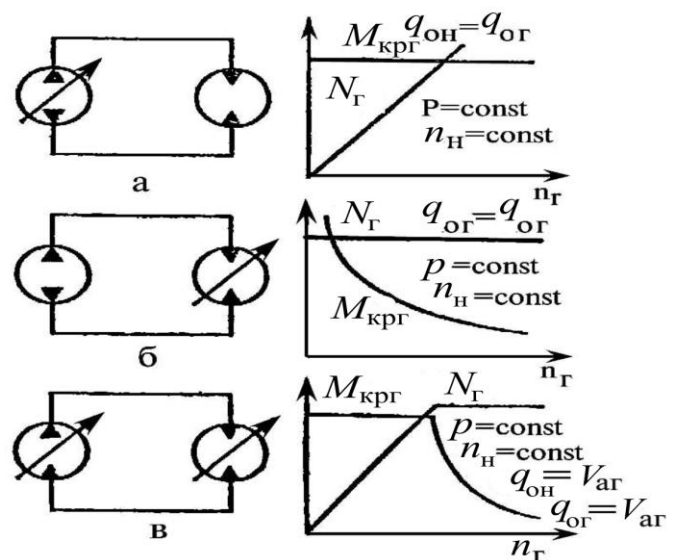


Рисунок 4.11 - Навантажувальні характеристики регульованого гідропривода



а – регулювання насосом; б – регулювання гідромотором; в – регулювання насосом і гідромотором

Рисунок 4.12 - Варіанти об'ємного регулювання гідропривода

Навантажувальні характеристики показують так зване осідання гідропривода, тобто зниження швидкості вихідної ланки, обумовлене навантаженням.

При використанні гідромотора повне осідання гідропривода при закритому запобіжному клапані дорівнює відношенню частот обертання при граничному й нульовому навантаженнях і складає $e_{гп} = \eta_{он} \cdot \eta_{ог}$.

На цю величину при значних тисках відчутно впливає стискальність рідини.

Стискальність робочої рідини збільшує осідання гідропривода і тим більша, чим вищий тиск.

Регулювання зміною робочого об'єму гідронасоса відбувається при $p = \text{const}$ і $n_n = \text{const}$.

Потужність, що розвивається гідроприводом при постійному тиску в системі, зростає при регулюванні (збільшенні робочого об'єму) насоса. Швидкість вихідної ланки при цьому зростає, а зусилля на штоку гідроциліндра чи момент на валу гідромотора залишаються постійними (рис. 4.12, а).

Реверс гідродвигуна, тобто зміну напрямку руху вихідної ланки гідропривода при регульованому насосі, можна здійснити двома способами: за допомогою гідророзподільників чи зміною напрямку подачі (реверсом подачі насоса). Другий спосіб можливий лише в гідроприводах із замкнутою циркуляцією рідини й здійснюється спочатку зменшенням робочого об'єму насоса до нуля, а потім – зміною знака ексцентриситету в шиберному й радіальному роторно-поршневому насосі чи зміною знака кута відхилення диска (блока) β в аксіальних роторно-поршневих насосах. При переході через нульовий робочий об'єм доводиться проходити зону нечутливості, на границях якої гідромотор зупиняється, тому що вся подача насоса йде на компенсацію втрат. Усередині цієї зони насос нездатний компенсувати втрати. Тому разом з частотою обертання гідромотора тиск у гідроприводі поступово зменшується до нуля.

Регулювання зміною робочого об'єму гідромотора можливе лише в гідроприводах обертального руху. Якщо насос працює при постійних частоті обертання і тиску, то регулювання гідропривода здійснюється при постійній потужності насоса (рис. 4.12, б).

При зменшенні робочого об'єму q_r гідромотора від максимального його значення ($e_r = 1$) до мінімального ($e_r = e_{r \min}$) частота обертання його вала n_r буде збільшуватися. Крутильний

момент $M_{кр\Gamma}$ на валу гідромотора через приблизну сталість потужності, яку він розвиває, рівну $N_{\Gamma} = M_{кр\Gamma} \omega_{\Gamma}$, буде йти на спад зворотно пропорційно ω_{Γ} , тобто за гіперболічним законом. При такому регулюванні частота обертання гідромотора

$$n_{\Gamma} = q_{\Gamma} n_{\Gamma} \eta_{\text{он}} \eta_{\text{ог}} / (e_{\Gamma} q_{\Gamma}). \quad (4.22)$$

При зменшенні робочого об'єму гідромотора й збільшенні моменту $M_{кр\Gamma}$ (тиску p_{Γ}) об'ємний ККД гідропривода $\eta_{\text{огп}} = \eta_{\text{он}} \eta_{\text{ог}}$ зменшується. Тому навантажувальні характеристики гідропривода в цьому випадку (рис. 4.11, область ABED) зображуються лініями, нахил яких у бік осі абсцис зі зменшенням параметра C_{Γ} збільшується. Крива АВ обмежує область можливих режимів роботи, обумовлену настроюванням запобіжного клапана.

Як впливає з формули (4.22), при $e_{\Gamma} \rightarrow 0$ частота обертання гідромотора прагне до нескінченності. Допускати занадто малі значення робочого об'єму гідромотора не можна. При цьому виникає спочатку нестійка робота, а потім і самогальмування гідромотора. Момент $M_{кр\Gamma}$, що розвивається гідромотором, при $q'_{\Gamma} = a$ (рис. 4.13) стає рівним моменту тертя всередині його механізму, і останній зупиняється навіть при відсутності навантаження.

Найчастіше регулювання за допомогою гідромотора застосовується в системах, де регульованим також є й насос.

Регулювання зміною робочих об'ємів насоса і гідромотора (рис. 4.12, в) здійснюється з метою розширення діапазону регулювання гідропривода. Регулювання виконується послідовно. Якщо потрібно поступово збільшити швидкість обертання вала гідромотора до $n_{\Gamma \max}$ (наприклад при зрушенні з місця й розгоні транспортного засобу), то регулювання виконується в такому порядку:

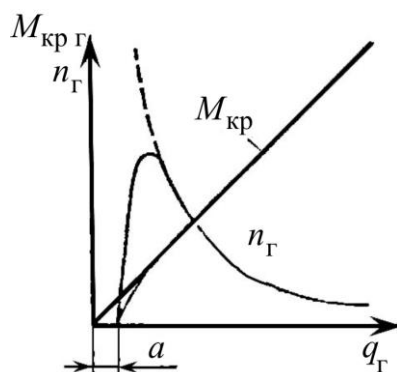


Рисунок 4.13 - Зона самогальмування гідромотора

- 1) насос встановлюють у положення нульового робочого

об'єму, а гідромотор – у положення максимального, приводний двигун виводять на задану постійну частоту обертання;

2) робочий об'єм насоса поступово збільшують до максимального, унаслідок чого швидкість вихідної ланки зростає до значення, що відповідає номінальній потужності привода;

3) збільшують швидкість вихідної ланки зменшенням робочого об'єму гідромотора до мінімального значення, обумовленого початком хитливої роботи.

Перший етап розгону відбувається при постійному моменті M_r і зростаючій потужності привода. Для другого характерне зменшення крутильного моменту і постійна потужність.

При закритих клапанах у загальному випадку об'ємного регулювання з рівняння $Q_n = Q_r$ одержимо:

$$n_r = [(e_n q_n) / (e_r q_r)] n_n \eta_{он} \eta_{ог}. \quad (4.23)$$

ККД об'ємного гідропривода з об'ємним регулюванням визначають так само, як і у випадку нерегульованого привода. На відміну від нерегульованого гідропривода, ККД гідромашин, крім тиску, частоти обертання і в'язкості, істотно залежать ще і від параметрів регулювання e_n і e_r . Максимальний ККД гідропривода має місце в області максимальних робочих об'ємів насоса і гідромотора, тобто при $e_n = e_r = 1$.

Порівняння різних способів регулювання гідропривода, розглянутих раніше, – дросельного й об'ємного – доцільно провести за трьома показниками: за навантажувальними характеристиками, ККД і вартістю застосовуваних гідромашин і апаратури.

Найбільшу стабільність навантажувальної характеристики має гідропривод з об'ємним регулюванням. Значно гірше в цьому відношенні дросельне регулювання з послідовним включенням дроселя, ще гірше дросельне регулювання з паралельним включенням дроселя.

Найвищого ККД гідропривод досягає при об'ємному регулюванні, більш низького – при дросельному з паралельним включенням дроселя, і ще нижчого – при дросельному з послідовним його включенням.

Отже, за двома найважливішими показниками – навантажувальною характеристикою і ККД – кращу якість має гідропривод з об'ємним регулюванням. Однак при виборі способу регулювання гідропривода необхідно враховувати ще економічні показники. Регульовані гідромашини – насоси і гідромотори –

більш дорогі, ніж нерегульовані. Тому, використовуючи регульований гідропривод, ідуть на значні капітальні витрати, але зате завдяки більш високому ККД одержують економію в експлуатаційних витратах, тобто у вартості енерговитрат. У зв'язку з цим об'ємне регулювання гідропривода звичайно застосовують, коли істотними є енергетичні показники, наприклад для гідроприводів великої потужності і з тривалими режимами роботи. Гідроприводи з дросельним регулюванням і дешевими, наприклад шестеренними, насосами використовують звичайно в малопотужних системах, а також, коли режими роботи гідропривода короткочасні.

4.2.5. Основи розрахунку об'ємного гідропривода

Загальні відомості. До розрахунку гідропривода можна приступати при наявності:

- технічної характеристики і схеми машини, частиною якої повинен бути гідропривод;
- чіткого уявлення про призначення гідропривода і про вимоги, що до нього ставляться;
- вихідних параметрів гідропривода – зусилля на штоці гідроциліндра і швидкості руху виконавчого механізму з поступальним рухом, крутильного моменту і частоти обертання вихідного вала виконавчого механізму з обертальним рухом;
- принципової схеми гідропривода.

На першому етапі проводяться оцінка потужності і вибір типу гідропривода.

Оцінка необхідної потужності насосного агрегату виконується за допомогою формули $N_n \geq N/\eta$, де N_n – потужність насосної станції, кВт; N – потужність, необхідна для виконання технологічної операції за допомогою гідродвигуна; η – ККД гідропривода, що, як правило, складає 0,6...0,8.

Якщо необхідна потужність перевищує потужність насосного агрегату, встановленого на енергетичному засобі, то приймається обґрунтоване рішення про створення автономної насосної станції.

При проектуванні гідропривода задача зводиться до вибору типу й марки гідромашин, розподільчої й регулюючої апаратури, інших допоміжних елементів і розрахування діаметрів труб гідроліній.

У першу чергу необхідно виконати розрахунки, необхідні для

вибору типу й марки гідродвигуна, тобто вихідної ланки.

Нерідко при проектуванні гідроприводів дані каталогів на гідроагрегати, у тому числі і гідромашини, можуть не задовольняти вимогам, що пред'являються до знову створюваного гідропривода.

У цьому випадку доводиться створювати новий гідроагрегат і освоювати його виробництво.

Вибір гідроциліндрів при проектуванні гідросистем здійснюється за відповідними каталогами чи галузевими стандартами. При виборі типу й марки гідроциліндра насамперед необхідно розрахувати його основні конструктивні параметри, зокрема внутрішній діаметр циліндра D і діаметр штока d .

Внутрішній діаметр циліндра визначається в залежності від значення й напрямку діючого навантаження. Рівняння рівноваги сил, що діють на поршень, виходячи зі схеми (рис. 4.14) можна записати в такому вигляді:

$$p_1 S_1 - p_2 S_2 - F_{\text{шт}} = 0, \quad (4.24)$$

де p_1, p_2 – тиск у порожнинах циліндра, з'єднаних відповідно з напірною й зливальною гідролініями, Па; S_1, S_2 – площа поршня з боку відповідно напірної й зливальної гідроліній, м²; $F_{\text{шт}}$ – дійсне навантаження на шток без урахування інерційних сил, Н. З урахуванням механічного ККД гідроциліндра $F_{\text{шт}} = P / \eta_{\text{мех}}$.

Для гідроциліндра з одностороннім штоком, що працює на стиск при виштовхуванні поршня (рис. 4.14, а), діаметр визначається за формулою, яка отримана на підставі перетворення (4.24)

$$D = \sqrt{\frac{4P}{\pi \eta_{\text{мех}} (p_1 - p_2 / \psi)}}, \quad (4.25)$$

де P – задане робоче зусилля, кН; p_1, p_2 – тиск відповідно в напірній і зливальній порожнинах гідроциліндра, МПа; $\psi = \frac{S_1}{S_2} = \frac{D^2}{D^2 - d^2}$ – відношення площ поршня з боку відповідно поршневої і штокової порожнин.

Якщо шток працює на розтягування при втягуванні поршня, то штокова порожнина з'єднана з напірною гідролінією, а поршнева – зі зливальною (рис. 4.14, б). Діаметр гідроциліндра в цьому випадку визначається за формулою:

$$D = \sqrt{\frac{4P}{\pi \eta_{\text{мех}} (p_1 / \psi - p_2)}}. \quad (4.26)$$

Протитиск p_2 визначається гідравлічними втратами, що

дорівнюють сумі втрат на лінійних і місцевих опорах трубопроводів і гідроапаратів, установлених на зливальній гідролінії. При розрахунку попередньо приймемо $p_1 = p_n$, $p_2 = 0,3 \dots 0,5$ МПа, а потім уточнимо прийнятий тиск після виконання гідравлічного розрахунку.

Якщо тиском зливу зневажити і вважати, що $p_2 \approx 0$, тоді розрахункове значення діаметра поршня одноштокового гідроциліндра при роботі штока на стиск можна визначити за спрощеною формулою:

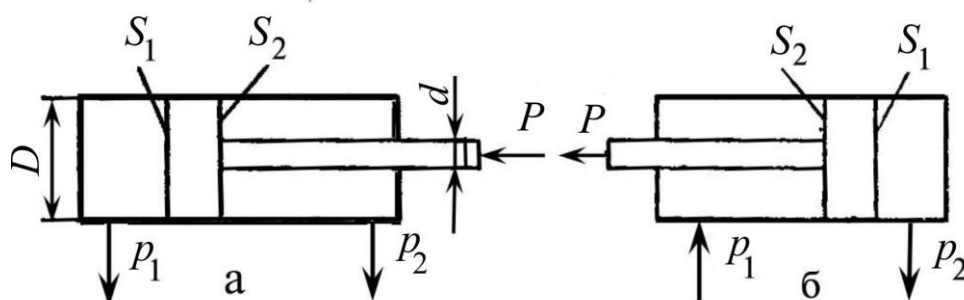
$$D = \sqrt{\frac{4P}{\pi p_1 \eta_{\text{мех}}}}, \quad (4.27)$$

а при роботі штока на розтягування –

$$D = \sqrt{\frac{4P\psi}{\pi p_1 \eta_{\text{мех}}}}. \quad (4.28)$$

Коефіцієнт відношення площ ψ у залежності від конструктивного виконання циліндра може приймати значення:

- зі зменшеним діаметром штока – $\psi = 1,25$;
- з нормальним діаметром штока – $\psi = 1,33$;
- зі збільшеним діаметром штока – $\psi = 1,6$.



а – шток працює на стиск; б – шток працює на розтягування

Рисунок 4.14 - Схеми до розрахунку гідроциліндра

Великі значення ψ приймають для гідроциліндрів з великим ходом. Якщо необхідно забезпечити однакову швидкість при прямому й зворотному ході, то $\psi = 2$, і гідроциліндр підключають за диференціальною схемою. Значення ψ можна також визначити в залежності від необхідного співвідношення швидкостей прямого й зворотного ходу:

$$c = V_{\text{п}} / V_{\text{зх}} = \frac{1}{\psi}, \quad (4.29)$$

діаметр штока визначають зі співвідношення

$$d = D \sqrt{1 - 1/\psi}. \quad (4.30)$$

Для гідроциліндрів із двостороннім штоком $\psi = 1$.

Механічний ККД гідроциліндра залежить від типу застосовуваних ущільнень. Для гідроциліндрів з манжетними ущільненнями $\eta_{\text{мех}} = 0,93 \dots 0,97$, з гумовими ущільненнями й металевими кільцями $\eta_{\text{мех}} = 0,95 \dots 0,97$.

Розрахункові діаметри поршня і штока округлюємо до найближчого за стандартом значення: 10, 12, 16.20, 25, 32, 40, 50, 63.80, 100, 125, 160, 200, 250, 320, 400, 500, 630, 800 мм (додатковий ряд, мм: 14, 18, 22, 28, 36, 45, 56, 70, 90, 110, 140, 180, 220, 280, 360, 450, 560, 710) – і уточнюємо величину тиску в поршневій або в штоковій порожнині гідроциліндра:

$$p_{\text{ц}} = \frac{4P}{\pi D^2}. \quad (4.31)$$

За знайденим значенням D , d і $p_{\text{ц}}$ з урахуванням заданого ходу штока з каталогу вибираємо марку необхідного силового циліндра й записуємо його паспортні дані: D , d , $p_{\text{ном}}$, p_{max} і $\eta_{\text{ц}}$, $\eta_{\text{г мех}}$.

Витрата масла на вході в гідроциліндр за умови забезпечення заданої швидкості визначається за формулою

$$Q_{\text{ц}} = \frac{\pi D^2 V_{\text{шт}}}{4 \eta_{\text{оц}}}, \quad (4.32)$$

де $\eta_{\text{оц}} = \eta_{\text{ц}} / \eta_{\text{г мех}}$ – об'ємний ККД гідроциліндра.

Вибір насоса виконується за умови дотримання рівності $Q_{\text{н}} = Q_{\text{ц}}$ і $p_{\text{н}} = p_{\text{ц}} + \Sigma \Delta p_{\text{утр}}$, де $\Delta p_{\text{утр}}$ – втрати тиску при русі рідини від насоса до циліндра.

Для попереднього розрахунку можна прийняти

$$\Sigma \Delta p_{\text{утр}} = 0,1 p_{\text{ц}}. \quad (4.33)$$

Вибравши привод насоса, а також знаючи частоту обертання $n_{\text{пр}}$ його вала, приймаємо частоту обертання вала насоса рівну $n_{\text{н}} = n_{\text{пр}}$, обчислюємо необхідну його об'ємну постійну (подачу за один оберт):

$$q_{\text{нр}} = \frac{Q_{\text{ц}}}{n_{\text{н}} \eta_{\text{он}}}, \quad (4.34)$$

де $\eta_{\text{он}}$ – об'ємний ККД насоса (попередньо для шестеренного насоса можна прийняти $\eta_{\text{он}} = 0,93$).

За знайденим значенням $q_{\text{нр}}$ вибираємо за каталогом марку шестеренного насоса типу НШ, що має $q_{\text{нт}} \geq q_{\text{нр}}$ (з максимально можливим наближенням цих величин), і записуємо його технічні характеристики.

Фактична подача обраного шестеренного насоса типу НШ при частоті обертання його вала n_n буде дорівнювати

$$Q_n = n_n q_{нт} \eta_{он}. \quad (4.35)$$

Якщо при виборі марки насоса довелося взяти насос, що має $q_{нт} > q_{нр}$, то, природно, одержимо $Q_n > Q_{ц}$. Це приведе до збільшення заданої швидкості руху штока. Щоб одержати $Q_n^I = Q_{ц}$, необхідно зменшити подачу насоса на величину $\Delta Q_n = Q_n - Q_{ц}$. Це можна здійснити або шляхом зменшення частоти обертання його вала за рахунок установки понижуючої передачі між валом насоса і валом привода, або при робочому ході поршня циліндра надлишок витрати $\Delta Q_n = (q_{нт} - q_{нр}) \cdot n_n$ відвести з нагнітального трубопроводу через регульований дросель (рис. 4.4, поз. 5) і через зливальну гідролінію l_3 в масляний бак 9. Цей варіант рішення допускається, якщо $\Delta Q_n \leq 0,2 Q_n$, тому що при дроселюванні виникають втрати енергії (тиску), які перетворюються на теплову енергію, що знижує ККД гідрооб'ємної передачі.

Якщо при виборі насоса довелося взяти насос, що має $q_{нт} < q_{нр}$, то для одержання $Q_n = Q_{ц}$ необхідно підвищити частоту обертання вала насоса, поставивши між приводом і насосом підвищувальний редуктор з $i_{ред} = q_{нр}/q_{нт}$.

Вибір трубопроводів (гідроліній) виконується на основі розрахунку внутрішніх діаметрів і товщини стінок.

Діаметри усмоктувального $d_{ус р}$, нагнітального $d_{наг р}$ і зливального $d_{зл р}$ трубопроводів визначаються за формулою

$$d_p = 1,13 \sqrt{\frac{Q_p}{V_p}}, \quad (4.36)$$

де V_p – швидкість робочої рідини (рекомендується в розрахунках приймати для усмоктувальних l_1 гідроліній $V_p = 0,5 \dots 1,5$ м/с, для напірних l_2 – $V_p = 3 \dots 6$ м/с, для зливальних l_3 – $V_p = 1,4 \dots 2,2$ м/с); Q_p – розрахункова витрата, в усмоктувальному – $Q_{ус р} = Q_n / \eta_{он}$ (теоретична подача насоса), у нагнітальному трубопроводі можна прийняти $Q_{наг р} = Q_{ц}$, у зливальному трубопроводі $Q_{зл р} = V_{шт} \cdot S$.

Отримані розрахункові значення діаметрів трубопроводів округлюються в бік збільшення до найближчого стандартного.

Отримані розрахункові значення δ_p округлюються у більшу сторону до найближчого за стандартом значення, відповідно до обраного внутрішнього діаметра $d_{наг}$ нагнітального трубопроводу. Враховуючи можливість зовнішніх впливів на трубопровід,

товщину його стінок не слід вибирати меншу за 1,0 мм для кольорових металів і 0,5 мм для сталей. Параметри гнучких армованих рукавів середнього тиску ($p_{\text{ном}} \leq 8$ МПа), високого тиску ($p_{\text{ном}} = 15 \dots 25$ МПа) і трубопровідної арматури за РТМ-А23.1.036-78 можна вибрати з каталогу.

Гідроагрегати (розподільники, клапани, дроселі, регулятори потоку) і допоміжні пристрої вибираються при забезпеченні заданих умов роботи й надійності гідропривода протягом установленого ресурсу.

Типорозміри запобіжного клапана, розподільника й регульованого дроселя підбираються за максимальним значенням тиску p_{max} і витрати Q_{max} у трубопроводі тієї гідролінії, в якій вони встановлені. У гідролінії на виході з насоса $p_{\text{max}} = 1,25p_{\text{ц}}$, у трубопроводі зливної гідролінії можна приймати $p_{\text{max}} = 0,6$ МПа. Типорозмір розподільника, запобіжного клапана й регульованого дроселя вибираються також з каталогу. При цьому з довідкової літератури виписують значення номінальної витрати $Q_{\text{ном}}^{\text{га}}$, номінального тиску $p_{\text{ном}}^{\text{га}}$, внутрішніх витоків $\Delta Q_{\text{ном}}^{\text{га}}$ і втрати тиску $\Delta p_{\text{ном}}^{\text{га}}$. При виборі типорозміру гідроагрегату необхідно, щоб величини $p_{\text{ном}}^{\text{га}}$ і $Q_{\text{ном}}^{\text{га}}$ були рівні чи більше p_{max} і Q_{max} в трубопроводах гідроліній, в яких установлені ці гідроагрегати.

При підборі фільтра враховують тонкість очищення, пропускну здатність $Q_{\text{ном}}^{\text{ф}}$ і тиск, під яким він буде працювати. Для гідроприводів із застосуванням шестеренних насосів, золотникових розподільників рекомендується застосовувати фільтри з тонкістю фільтрації 25...40 мкм, що встановлюються звичайно на зливальній гідролінії.

Гідробаки. При проектуванні гідробака варто керуватися ДСТУ 14065-68. Основні конструктивні розміри бака вибираються згідно з каталогом.

Вибір гідромотора базується на розрахунку основних його параметрів. Вихідні дані для вибору гідромотора – крутильний момент $M_{\text{кр м}}$ і частота обертання вихідного вала $n_{\text{м}}$. Якщо відношення $M_{\text{кр м}}/n_{\text{м}} > 10$, гідромотор вважається високомоментним, при $M_{\text{кр м}}/n_{\text{м}} < 10$ – низькомоментним. Гідромотор вибирають відповідно до технічної характеристики за каталогами.

При відомих параметрах робочого органа $M_{\text{кр ро}}$ і $n_{\text{ро}}$, що приводиться в дію валом гідромотора (вихідна ланка), приймаємо

значення $M_{кр\ м} = M_{кр\ ро}$, $n_{\ м} = n_{\ ро}$ і знаходимо величину потужності на валу гідромотора:

$$N_{\ м} = M_{кр\ м} 2\pi n_{\ м}, \quad (4.37)$$

де $M_{кр\ м}$ – крутильний момент на валу гідромотора, Н·м; $n_{\ м}$ – частота обертання вала гідромотора, с⁻¹.

Потужність на валу гідромотора через його гідравлічні параметри дорівнює

$$N_{\ м} = \Delta p_{\ м} Q_{\ м} \eta_{\ м} = \Delta p_{\ м} q_{\ мр} n_{\ м} \eta_{\ м}. \quad (4.38)$$

Якщо порівняти ліві частини рівнянь (4.37) і (4.38), вирішуючи відносно $q_{\ мр}$, одержимо:

$$q_{\ мр} = \frac{2\pi M_{кр\ м}}{\Delta p_{\ м} \eta_{\ м}}, \quad (4.39)$$

де $q_{\ мр}$ – необхідна подача в гідромотор за один оберт його вала, м³/об; $\Delta p_{\ м}$ – перепад тиску на гідромоторі, Па; $\eta_{\ м} = \eta_{\ ом} \cdot \eta_{\ г\ мех}$ – ККД гідромотора.

Задавшись типом гідромотора, можна спочатку прийняти $\Delta p_{\ м}$ рівним номінальному тиску $p_{\ м}^{ном}$ для конкретного типу гідромотора і з рівняння (4.39) знайти розрахункове значення $q_{\ мр}$. Знаючи $q_{\ мр}$, $p_{\ м}^{ном}$, $n_{\ м}$ і тип гідромотора, у каталозі вибираємо його марку і, приймаючи остаточні значення $q_{\ мт}$, $p_{\ м}^{ном}$, $n_{\ м}$, $\eta_{\ м}$, знаходимо витрату рідини через гідромотор:

$$Q_{\ м} = \frac{q_{\ мт} n_{\ м}}{\eta_{\ ом}}, \quad (4.40)$$

де $\eta_{\ ом}$ – об'ємний ККД гідромотора (за каталогом).

Вибір марки насоса. Витрату рідини $Q_{\ м}$ можна знайти через подачу насоса $Q_{\ нр}$:

$$Q_{\ м} = Q_{\ нр} \eta_{\ он} = q_{\ нр} n_{\ н} \eta_{\ он}. \quad (4.41)$$

Прирівнюючи праві частини рівнянь (4.40) і (4.41), вирішуючи відносно $q_{\ нр}$, одержимо:

$$q_{\ нр} = \frac{q_{\ мт} n_{\ м}}{n_{\ н} \eta_{\ он} \eta_{\ ом}}, \quad (4.42)$$

де $q_{\ нр}$ – необхідна розрахункова подача насоса за один оберт його вала, м³/об; $\eta_{\ он}$ – об'ємний ККД насоса.

Робочий тиск на виході з насоса можна знайти за формулою

$$p_{\ нр} = p_{\ м} + \Delta p_{\ утр}, \quad (4.43)$$

де $\Delta p_{\ утр}$ – утрати тиску при русі рідини від насоса до гідромотора. У попередньому розрахунку можна прийняти

$\Delta p_{\text{утр}} = 0,1 p_{\text{м}}^{\text{ном}}$ і $p_{\text{м}} = p_{\text{м}}^{\text{ном}}$ (номінальний тиск мотора).

Знаючи $q_{\text{нр}}$, $p_{\text{н}}$, $n_{\text{н}}$ і задавшись типом гідронасоса з каталогу, вибираємо його марку і приймаємо остаточні значення $q_{\text{нт}}$, $p_{\text{н}}^{\text{ном}}$ і $n_{\text{н}}$.

Далі типорозміри гідроагрегатів і діаметри трубопроводів розраховуються і підбираються за максимальним значенням тиску p_{max} і Q_{max} у трубопроводі тієї гідролінії, в якій вони встановлені.

Уточнений гідравлічний розрахунок гідропривода полягає в остаточній перевірці прийнятих техніко-економічних рішень при попередніх розрахунках при виборі марки і типу гідроагрегатів і їхньому компонованню в принциповій схемі.

Для цього використовуються паспортні дані вибраних гідроагрегатів і діаметри трубопроводів.

Гідравлічні втрати в гідролініях складаються із втрат на гідравлічне тертя $\Delta p_{\text{т}}$, втрат у місцевих опорах $\Delta p_{\text{м}}$ і втрат у гідроагрегатах $\Delta p_{\text{га}}$.

Втрати тиску на тертя визначаються за формулою

$$\Delta p_{\text{т}} = (0,5 \lambda \rho V^2) / d, \quad (4.44)$$

де λ – коефіцієнт тертя; l – довжина ділянки, м; ρ – густина рідини, кг/м³; V – середня швидкість рідини, м/с; d – діаметр труби чи шланга, м.

Коефіцієнт тертя λ залежить від режиму руху рідини і визначається за числом Рейнольдса:

$$R_{\text{е}} = Vd / \nu. \quad (4.45)$$

При ламінарному режимі руху рідини ($R_{\text{е}} \leq 2300$)

$$\lambda = 75 / R_{\text{е}}. \quad (4.46)$$

При турбулентному режимі руху ($R_{\text{е}} > 2300$) коефіцієнт тертя λ залежить від числа Рейнольдса і від відносної шорсткості стінок каналу. Стальні труби мають шорсткість $\Delta = 0,03$ мм, труби з кольорових металів вважаються практично гладкими. Значення швидкості для труб з різних матеріалів наведені в додатку 2. Якщо $\Delta d_{\text{м}} < 10$, то шорсткістю можна зневажити, і коефіцієнт тертя буде

$$\lambda = 0,316 \sqrt[4]{R_{\text{е}}}. \quad (4.47)$$

При $R_{\text{е}} > 10^5$ коефіцієнт тертя практично не залежить від $R_{\text{е}}$, і можна прийняти $\lambda = 0,02$.

Втрати на місцевих опорах визначимо за формулою

$$\Delta p_{\text{м}} = 0,5 \rho \xi V^2, \quad (4.48)$$

де ξ – коефіцієнт місцевого опору.

Втрати в гідроагрегатах, установлених на ділянці, що

розраховується, наведені в довідниках і каталогах на гідроапаратуру і даються для максимальної витрати через гідроагрегат. Якщо для конкретного випадку втрата менша за максимальну, то табличні значення втрат необхідно перерахувати за формулою

$$\Delta p_{\text{га}} = \Delta p_{\text{м}} \left(\frac{Q_{\text{д}}}{Q_{\text{max}}} \right), \quad (4.49)$$

де $\Delta p_{\text{га}}$ – втрати тиску на гідроагрегаті при дійсному значенні витрати $Q_{\text{д}}$; $\Delta p_{\text{м}}$ – утрати тиску, узяті з каталогу при максимальному значенні витрати Q_{max} .

При послідовному з'єднанні загальні втрати тиску являють собою суму втрат тиску на всіх ділянках:

$$\Delta p_{\Sigma} = \sum_{i=1}^n \Delta p_{\text{тpi}} + \sum_{i=1}^n \Delta p_{\text{mi}} + \sum_{i=1}^n \Delta p_{\text{гаi}}. \quad (4.50)$$

Необхідний тиск $p_{\text{нр}}$ насоса визначається за формулою

$$p_{\text{нр}} = p_{\text{гд}} + \Delta p_{\Sigma}, \quad (4.51)$$

де $p_{\text{гд}}$ – уточнений робочий тиск у гідродвигуні:
для гідромотора

$$p_{\text{м}} = \frac{2\pi M_{\text{кр м}}}{q_{\text{мт}} \eta_{\text{м}}}, \quad (4.52)$$

для гідроциліндра

$$\Delta p_{\text{ц}} = \frac{4P_{\text{шт}}}{\pi D_{\text{n}}^2 \eta_{\text{мех}}} + p_{\text{зл}} \left(1 - \frac{d_{\text{шт}}^2}{D_{\text{n}}^2} \right), \quad (4.53)$$

де $p_{\text{зл}}$ – тиск у зливальній гідролінії.

Втрати $\sum_{i=1}^n \Delta p_{\text{тpi}}$, $\sum_{i=1}^n \Delta p_{\text{mi}}$ і $\sum_{i=1}^n \Delta p_{\text{гаi}}$ розраховують у нагнітальному (наг) трубопроводі від насоса до гідродвигуна.

Якщо одержимо $p_{\text{нр}} < p_{\text{н}}^{\text{ном}}$, то насос обраний правильно. Якщо $p_{\text{нр}} > p_{\text{н}}^{\text{ном}}$ зазначеного в паспорті насоса, то необхідно збільшити діаметри трубопроводів і підібрати інші гідроапарати, щоб зменшити величину втрат у них чи змінити марку насоса. У правильно спроектованому гідроприводі $\Delta p_{\text{i}} \leq 0,06 p_{\text{нр}}$.

Для розрахунку уточненого ККД гідропривода $\eta_{\text{гп}} = \frac{N_{\text{гд}}}{N_{\text{н}}}$

знаходимо потужність на валу насоса $N_{\text{н}} = \frac{p_{\text{нр}} \cdot Q_{\text{н}}}{\eta_{\text{н г мех}}}$, а також на вихідній ланці $N_{\text{гд}}$ гідродвигуна: гідроциліндра $N_{\text{ц}} = P \cdot V_{\text{шт}}$ чи

гідромотора $N_M = \Delta p_M \cdot Q_M \cdot \eta_{M \text{ Г Мех}}$; де $\eta_{M \text{ Г Мех}} = \eta_M / \eta_{O M}$ –
гідромеханічний ККД гідромотора; $\eta_{H \text{ Г Мех}} = \eta_H / \eta_{O M}$ –

гідромеханічний ККД насоса; η_M , η_H – відповідно повний ККД мотора й насоса (наводиться в паспорті гідромашин).

У правильно спроектованому гідроприводі його ККД повинен бути в межах $\eta_{ГП} = 0,70 \dots 0,80$.

Тепловий розрахунок гідропривода проводиться з метою виключити перегрів робочої рідини, який зменшує продуктивність і ресурс гідроагрегатів. При роботі гідропривода внаслідок механічних, гідравлічних і об'ємних втрат відбувається виділення теплової енергії, що йде на нагрівання гідробака з маслом, а також розсіюється в навколишнє середовище.

Перевищення сталої температури масла в баці Δt над температурою навколишнього середовища визначають за формулою

$$\Delta t = \theta / (KF), \quad (4.54)$$

де θ – кількість теплоти, виділеної в гідроприводі за час t ; K – коефіцієнт теплопередачі від масла навколишньому середовищу, при відсутності місцевої циркуляції $K = 12 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{кал})$, при обдуві бака $K = 17 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{кал})$; F – площа поверхні гідробака, мм^2 ;

$$F = 0,064 \sqrt[3]{W_6^2}, \quad (4.55)$$

де W_6 – об'єм масла в баці, дм^3 .

$$\theta = 3600 (N_H - N_e) t, \quad (4.56)$$

де N_H – потужність, що розвивається насосом:

$$N_H = \frac{p_H Q_H}{60 \eta_H}; \quad (4.57)$$

а N_e – ефективна потужність гідродвигунів:

$$N_e = \frac{p_r Q_r}{60 \eta_r}, \quad (4.58)$$

де p_H – тиск на виході насоса, МПа; Q_H – подача насоса, л/хв; η_H – повний ККД насоса; p_r – тиск у гідродвигуні, МПа; Q_r – витрата, споживана гідродвигуном, л/хв; η_r – повний ККД гідродвигуна.

Якщо прийняти $\Delta t = 35^\circ \text{C}$, то необхідний об'єм масла в баці визначиться за формулою

$$W_M = \sqrt[3]{\left(\frac{\theta}{0,064 K \Delta t} \right)^3}. \quad (4.59)$$

Об'єм масла в гідробаці не повинний перевищувати дво-, трихвилинної подачі насоса, тобто

$$W_{\text{м}} = (2 - 3)Q_{\text{н}}. \quad (4.60)$$

Якщо з одного бака живляться два насоси, то

$$W_{\text{max}} = 1,3(W_{\text{м1}} + W_{\text{м2}}), \quad (4.61)$$

де $W_{\text{м1}}$ і $W_{\text{м2}}$ – об'єм рідини, необхідний для живлення кожного насоса, м³.

Повний геометричний об'єм гідробака $W_{\text{б}}$ визначають за умови його заповнення на 0,8 висоти й округлюють до найближчого значення за каталогом: 10, 16, 25, 40, 63, 100, 125, 160, 200, 250 дм³.

Якщо в результаті розрахунку об'єм масла виявиться більше дво-, трихвилинної подачі насоса, варто прийняти $W_{\text{м}} = W_{\text{max}}$ і визначити кількість теплоти $\theta_{\text{б}}$, що буде відводиться через стінки гідробака:

$$\theta_{\text{б}} = 0,64K\Delta t\sqrt[3]{W_{\text{max}}^2}. \quad (4.62)$$

Для відводу надлишкової кількості теплоти $\theta_{\text{т}} = \theta - \theta_{\text{б}}$ необхідно застосовувати теплообмінник (радіатор).

Площа радіатора $F_{\text{р}}$, м²:

$$F_{\text{р}} = F_{\text{п}} - \sum F_{\text{гп}}, \quad (4.63)$$

де $F_{\text{п}}$ – необхідна площа охолодження, м²; $\sum F_{\text{гп}}$ – сума площ поверхні всіх елементів цього гідропривода, м².

$$F_{\text{п}} = 859,52 \frac{\Delta N_{\text{п}} K_{\text{в}}}{k_{\text{т}}(T - T_0)}, \quad (4.64)$$

де $\Delta N_{\text{п}}$ – втрати потужності гідроприводом, кВт; T – максимальна розрахункова температура робочої рідини, °С; T_0 – задана температура навколишнього середовища, °С; $k_{\text{т}} = 13$ кКал/мг – теплопровідність для вільнообтічної повітрям поверхні гідропривода.

$$\Delta N_{\text{п}} = N_{\text{н}} - N_{\text{е}}, \quad (4.65)$$

$$K_{\text{в}} = \frac{t_{\text{роб}}}{t_{\text{зм}}}, \quad (4.66)$$

де $N_{\text{е}}$ – ефективна потужність гідродвигунів, кВт; $t_{\text{роб}}$ – фактичний час роботи гідропривода, год; $t_{\text{зм}}$ – змінний час роботи машини, год.

При практичних розрахунках можна користуватися такими даними: площа насосів НШ50 і НШ67 дорівнює відповідно 0,067 і 0,1 м², гідророзподільників Р80 і Р160 – 0,16 і 0,2 м², баків тракторів Т-0150 К і К-701 – відповідно 0,7 і 0,8 м².

4.2.6. Застосування об'ємного гідроприводу в сільськогосподарській техніці

У наш час у сільськогосподарському машинобудуванні широко впроваджуються гідрооб'ємні передачі. Багато років вже експлуатуються в сільському господарстві гідрофіковані машини, що випускаються серійно: косилка-плющилка самохідна КПС5-Г і пневматичні сівалки СУПН 8...12; самохідні комбайни: силосозбиральний КСК-100, кукурудзозбиральний КСКУ-6 “Херсонець-200”, коренезбиральний РКС-6Б, зернозбиральний СК-10 “Ротор”, “ДОН-1500” та ряд інших машин. Досвід експлуатації показав, що застосування гідрооб'ємних приводів замість механічних передач дозволяє підвищити продуктивність комбайнів і машинно-тракторних агрегатів (МТА) у різних географічних зонах землеробства на 20...45%.

Подальше впровадження об'ємних гідроприводів на сільськогосподарських машинах полягає в переході до комплексної гідрофікації сільськогосподарської техніки, включаючи як самохідні машини, так і МТА.

З великої різноманітності гідроприводів, застосовуваних на сільськогосподарській техніці, найбільш характерні:

- гідроприводи керування машинами і сільськогосподарськими агрегатами;
- гідрооб'ємні кермові механізми, гідропідтискні фрикційні механізми;
- гідроначіпні пристрої тракторів, гідрогальма і т. ін.

Гідроприводи робочих органів сільськогосподарських машин:

а) гідрооб'ємні приводи активних робочих органів обертального руху: ґрунтових фрез, валів причіпних збиральних машин, шнеків, дискових ножів, пилок і т. ін.;

б) гідрооб'ємні приводи робочих органів зворотно-поступального руху: ріжучих апаратів жниварок і косарок, вібраційних пристроїв сільськогосподарських машин і т. ін.

Гідрооб'ємні силові трансмісії (ГСТ) ходових систем комбайнів, тракторів та інших самохідних сільськогосподарських машин.

Гідропривод допоміжного призначення, що полегшує працю механізатора: гідрофікований гак, сервомеханізм муфти зчеплення та інші сервоприводи механізмів машин.

Для всіх перерахованих груп гідроприводів, крім ГСТ,

характерним є те, що вони можуть бути автономними чи неавтономними. Використання неавтономних гідроприводів пов'язане з рішенням питання гідравлічного відбору потужності.

Усі сучасні трактори і комбайни з механічною трансмісією обладнані гідравлічним відбором потужності загального призначення – ГВП-ЗП (допоміжний шестеренний насос), з якого можна зняти потік гідравлічної потужності в межах $N_{\text{ГВП-ЗП}} = 15\text{--}20$ кВт. ГВП-ЗП призначений в основному для роботи начіпного пристрою трактора і керування його робочими органами. Його можна використовувати для приводу робочих органів малої потужності сільськогосподарських машин, наприклад вентилятора сівалки СУПН. Звичайно потужність ГВП-ЗП не перевищує $0,3 N_{\text{двг}}$ двигуна, встановленого на тракторі чи комбайні.

Для приводу енергоємних робочих органів необхідний гідравлічний відбір підвищеної потужності (ГВП-ПП). Звичайно в якості ГВП-ПП використовують роторно-поршневий регульований насос, що може створити потік рідини для передачі потужності $N_{\text{ГВП-ПП}} = 0,6 N_{\text{двг}}$. Структурна схема ГВП-ПП представлена на рисунку 4.15.

У ГВП-ПП частина потужності від вала двигуна 1 витрачається на привод насоса 2, що створює потік рідини, який має гідравлічну потужність, рівну $N_n = p_n \cdot Q_n$. Рідина рухається по трубопроводу 3 і через розподільник 4, направляється в гідродвигуни 5 для приводу різних робочих органів сільськогосподарської машини. Впровадження ГВП-ПП на тракторах з відповідним шлейфом сільськогосподарських машин дозволяє підвищити продуктивність МТА на 25...30% і дає економію металу приблизно 250 т на кожну тисячу машин.

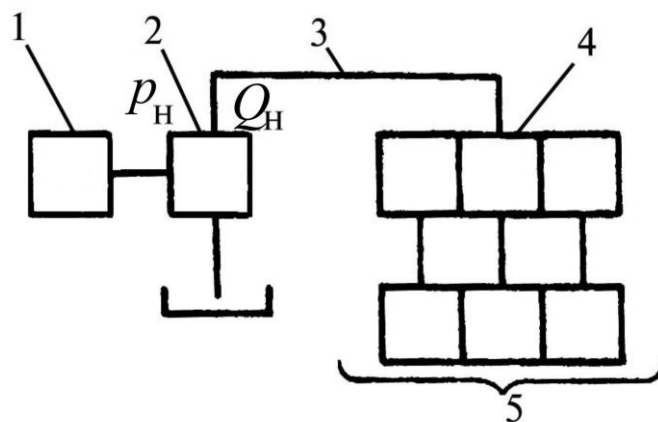
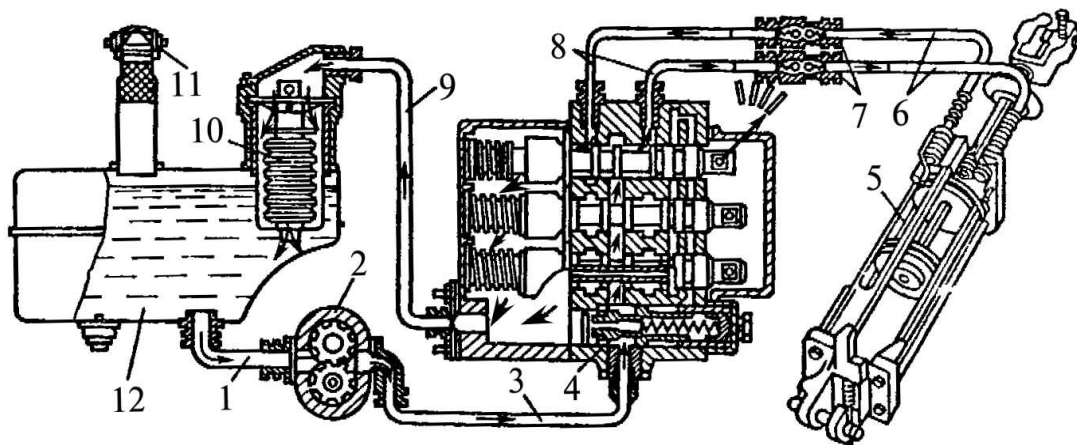


Рисунок 4.15 - Структурна схема ГВП-ПП

Роздільно-агрегатна гідросистема сучасних енергонасичених тракторів складається з уніфікованих вузлів і агрегатів.

Послідовність з'єднання гідроагрегатів тракторної гідросистеми показана на рисунку 4.16.



1, 3, 6, 8 і 9 – гідролінії; 2 – насос; 4 – гідророзподільник; 5 – гідроциліндр; 7 – запірні клапани; 10 і 11 – кондиціонери робочої рідини; 12 – робоча рідина

Рисунок 4.16 - Схема роздільно-агрегатної навісної гідросистеми трактора

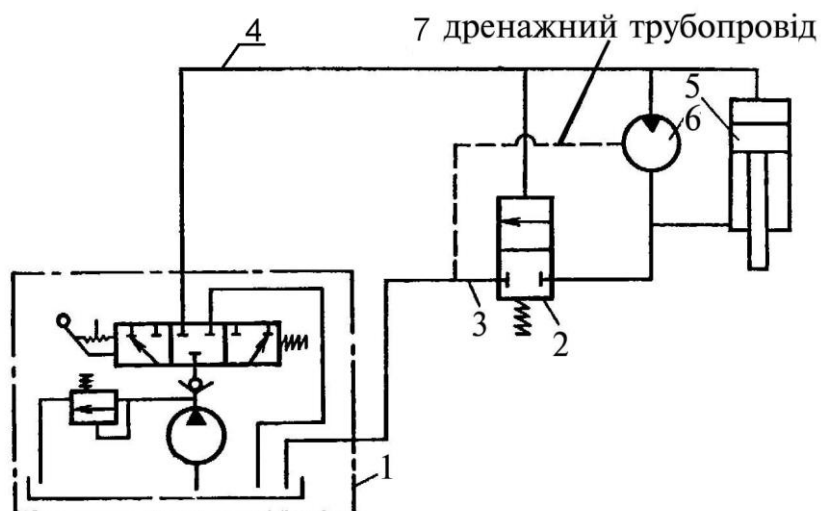
У процесі роботи гідросистеми насос, що приводиться в дію від двигуна трактора, усмоктує робочу рідину з бака й нагнітає її в гідророзподільник, який має, крім золотників керування, запобіжний клапан із сервокеруванням і перепускний клапан. При нейтральному положенні золотників робоча рідина, проходячи гідророзподільник, через фільтр зливається в бак. При переміщенні золотника гідророзподільника в положення “Підйом” чи “Опускання” робоча рідина по трубопроводах надходить у поршневу чи штокову порожнину гідроциліндра націпної системи, опускаючи чи піднімаючи робоче знаряддя. З іншої порожнини гідроциліндра робоча рідина надходить у гідророзподільник і зливається в бак.

На більшості тракторів, крім гідроциліндра націпної системи, для агрегатування із сільськогосподарськими машинами гідророзподільник має ще два золотники для керування виносними гідродвигунами.

Крім цих гідроагрегатів, трактори обладнані також спеціальними гідравлічними пристроями: гідропідсилювачем руля, гідрозбільшувачем зчіпної ваги (колісні трактори) і сервоприводами керування агрегатами трансмісії (гусеничні трактори) та ін.

Неавтономний гідропривод активних робочих органів може бути розглянутий на прикладі гідропривода розкидувача

мінеральних добрив, вапна і гіпсу КСА-3 (рис. 4.17).



1 – гідросистема автомобіля; 2 – клапан запірний; 3, 4 – гідролінії; 5 – гідроциліндр;
6 – гідромотор; 7 – дренажний трубопровід.

Рисунок 4.17 - Гідралічна схема гідропривода розкидувача мінеральних добрив КСА-3

Гідропривод причіпного розкидувача КСА-3 на автомобілі ЗІЛ-ММЗ-555 призначений для приведення в рух відцентрового розсіюючого диска і керування гідроциліндром включення привода транспортера, що подає добрива на відцентровий диск.

При включенні рукоятки гідророзподільника автомобіля робоча рідина від насоса по напірній магістралі 4 надходить до гідромотора 6, у штокову порожнину гідроциліндрів 5 і 6 напірного золотника 2. При цьому починається обертання відцентрового диска, включається привод транспортера, і зливальна магістраль від гідромотора з'єднується з баком автомобіля.

При відключенні подачі рідини напірний золотник 2 під дією пружини займає вихідне положення, і гідромотор 6 під дією інерційних сил диска починає нагнітати рідину в штокову порожнину гідроциліндра 5, відводячи його у вихідне положення й цим включаючи привод транспортера. Дренажні витки відводяться в зливальний трубопровід.

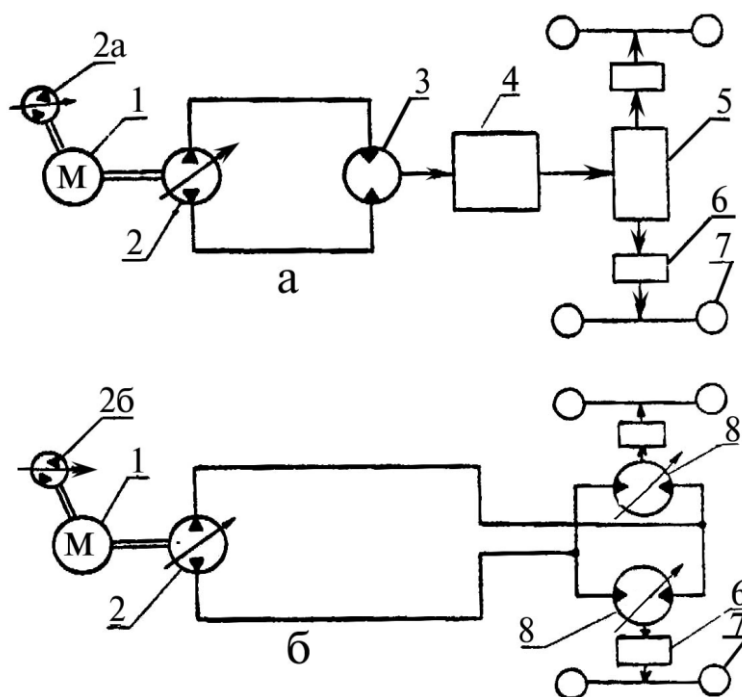
Гідрооб'ємні силові трансмісії (ГСТ). Успішно пройшли випробування дослідних зразків колісних тракторів (МТЗ-80, Т40), самохідних шасі Т-16М і Ш-104М, а також різних марок самохідних комбайнів, обладнаних ГСТ для приведення в рух ходових систем машин.

Наприклад, трактор МТЗ-80, обладнаний ГСТ, у залежності від виконуваних операцій показав підвищення продуктивності МТА на 15...35%, хоча коефіцієнт корисної дії в ГСТ на 10...15% нижчий,

ніж у механічній передачі. У самохідного шасі Ш-104М, створеного ХТЗ, тягове зусилля зросло в залежності від ґрунтових умов на 31...41%, що виявилось наслідком різкого зниження буксування коліс, які мають привод від гідромоторів. Крім того, з'явилася можливість роботи з одноосьовим причепом, що було недосяжно для серійної машини Ш-104М з механічною трансмісією. Невипадково в США всі садово-городні трактори і ряд інших міні-тракторів потужністю до 25 кВт випускають цілком гідрофікованими з широким шлейфом причіпних і начіпних гідрофікованих машин. ГСТ виготовляються за трьома схемами: двоагрегатні, трьоагрегатні і багатоагрегатні.

Найбільше поширення на сільськогосподарських машинах одержала двоагрегатна ГСТ, структурна схема якої наведена на рисунку 4.18 (а). У цій схемі об'ємна гідравлічна передача (ОГП), що складається з насоса 2 і гідромотора 3, установлюється між валом двигуна 1 і входним валом КЗП 4. Далі крутильний момент через головну передачу 5, бортові редуктори 6 передається на ведучі колеса 7.

В якості насоса ГВП поки що застосовують нерегульовані шестеренні насоси. У трьоагрегатній ГСТ, зображеній на рисунку 4.18(б) установлюють гідромотори 8 зі ступінчастим регулюванням, вихідні вали яких відразу з'єднують з бортовими редукторами 6.



а – двоагрегатна; б – трьоагрегатна
Рисунок 4.18 - Структурні схеми ГСТ

На самохідних комбайнах ГСТ застосовується в сполученні з гідроприводом активних робочих органів, тобто виконується комплексна гідрофікація сільськогосподарської машини із застосуванням багатоагрегатної ОГП.

При комплексній гідрофікації (рис. 4.19) використовують два насоси 1 і 2, один з яких, наприклад H_1 , виконує функції ГВП, а другий – H_2 – подає рідину в гідромотори тягові (M_T) привода коліс сільськогосподарської машини.

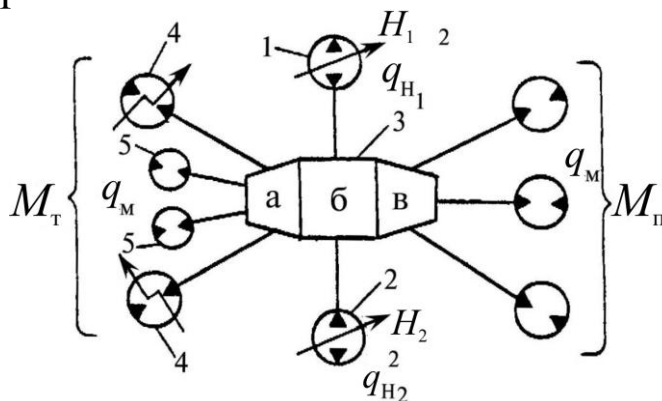


Рисунок 4.19 - Структурна схема багатоагрегатної ОГП

Гідромотори 4 зі ступінчастим регулюванням призначені для приведення в рух тягових коліс, а гідромотори нерегульовані 5 періодично підключаються в роботу від насоса H_1 через розподільник 3 для привода керованих коліс, що дозволяє збільшувати тягове зусилля сільськогосподарської машини. Постійно через розподільник 3 потік робочої рідини від насоса H_1 підводиться в гідромотори привода M_p робочих органів сільськогосподарської машини.

Для ГСТ тракторів класу від 6 до 30 кН з ГВП і комплексної гідрофікації самохідних зернозбиральних комбайнів досить мати чотири типорозміри насосів з робочим об'ємом $q_n = 16, 40, 90, 125 \text{ см}^3/\text{об}$ і три типорозміри гідромоторів $q_m = 40, 90, 125 \text{ см}^3/\text{об}$.

Комплексна гідрофікація сільськогосподарської техніки дозволяє внести істотні якісні зміни в технологічні процеси виробництва:

- сполучати технологічні операції;
- оптимізувати режими роботи окремих робочих органів і машини в цілому;
- розширити застосування й удосконалити системи автоматичного водіння і керування роботою машинно-тракторного агрегату чи комбайна.

У результаті продуктивність, наприклад, комбайнів

підвищується на 25...30%.

Основними причинами, що стримують комплексну гідрофікацію сільськогосподарської техніки, є:

- недостатня номенклатура гідромашин та інших гідроагрегатів, що випускаються промисловістю;
- недостатня довговічність гідромашин (3000...5000 мотогодин), що достатня для комбайнів, а для тракторів необхідно мати 7000...10000 мотогодин;
- мала потужність ГВП-ЗП на тракторах, що серійно випускаються;
- висока вартість ГСТ у порівнянні з механічною трансмісією;
- недостатня підготовленість ремонтної бази в господарствах і низька культура експлуатації гідромашин, особливо в частині забезпечення ГСТ необхідними марками масел і підтримки їхньої чистоти.

Гідропривод об'ємний ГСТ-90. На сучасних самохідних комбайнах, що випускаються серійно, встановлюється уніфікована двоагрегатна гідрооб'ємна силова трансмісія ГСТ-90, яка виготовляється за схемою згідно з рисунку 4.18. Можливість уніфікації її застосування на мобільних сільськогосподарських машинах різного класу – від косилки-плющилки КПС-5М до зернозбиральних комбайнів СК-10 “Дон-Ротор”, “Дон-1500” – забезпечується за рахунок конструкції, а також зміни передаточних чисел КЗП (поз. 4), головної передачі (поз. 5) і бортових редукторів (поз. 6).

Гідравлічна схема ГСТ-90 наведена на рисунку 4.20. Гідропривод ГСТ-90 містить у собі: бак 1 з датчиком дистанційного термометра 2, фільтром 3 і вакуумметром 5; теплообмінник 4; реверсивний регульований насос 6 з гідроапаратурою керування; нерегульований гідромотор 7 із клапанною коробкою; зливальну гідролінію 8; напірні гідролінії 9 і 9а високого чи низького тиску поперемінно з гнучкими шлангами 10; гідролінії всмоктувальну 11 і дренажну 12.

Тяговий насос 6.1 і гідромотор 7.1, аксіально-плунжерні з похилим диском, мають такі основні параметри: $p_{\text{ном}} = 22 \text{ МПа}$ і $p_{\text{max}} = 35 \text{ МПа}$, $n_{\text{ном}} = 1500 \text{ хв}^{-1}$ і $n_{\text{max}} = 2590 \text{ хв}^{-1}$; робочий об'єм: насоса $q_n = 0...90 \text{ см}^3/\text{об}$, мотора $q_m = 91 \text{ см}^3/\text{об}$; потужність насоса – 46 кВт.

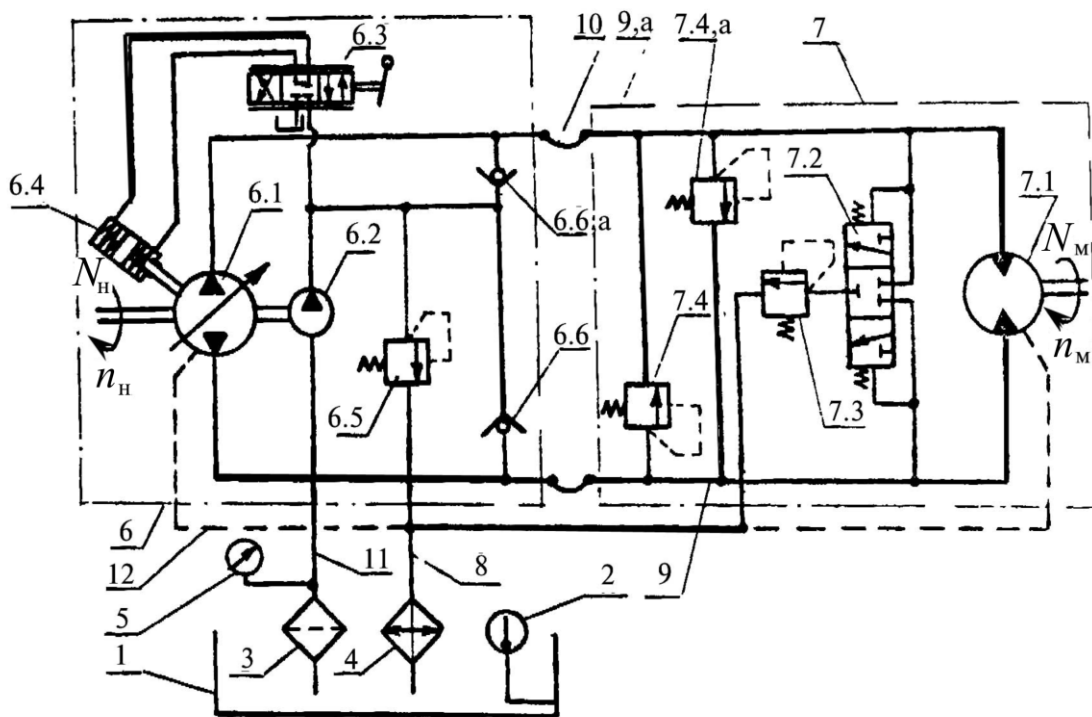


Рисунок 4.20 - Схема гідравлічна принципова трансмісії ГСТ-90

Від вала тягового насоса 6.1 приводиться допоміжний шестеренний насос 6.2 із запобіжним клапаном 6.5, відрегульованим на тиск 1,5...1,8 МПа. Допоміжний насос обслуговує системи: керування, охолодження, очищення масла і підживлення гідроліній низького тиску, заповнення витoku робочої рідини з насоса 6.1 і гідромотора 7.7 і підтримки тиску на виході з гідромотора і вході в насос у межах 1,3...1,5 МПа.

Надійна робота гідропривода ГСТ-90 можлива при ретельному дотриманні таких *основних правил експлуатації і технічного обслуговування*:

- температура робочої рідини повинна бути в межах 50...80 °С;
- вакуум за фільтром 3 повинний бути не більше 0,025 МПа, для чого фільтруючий елемент необхідно змінювати після перших 10, а потім через 50, 100 і 500, а далі через кожні 1000 мотогодин роботи ГСТ чи при показанні вакуумметра 5, відмітки 0,025 МПа при температурі масла (45±5) °С;
- як робочу рідину застосовувати тільки мінеральні масла марок А, ЕШ і МГЕ-46 (МГ-30У);
- заміну робочої рідини робити спочатку через 500, а потім регулярно через 2000 мотогодин;
- буксирувати сільськогосподарську машину, обладнану ГСТ, допускається тільки при роз'єднаному зв'язку гідромотора з

ходовою частиною (тобто КЗП у нейтральному положенні).

Гідрооб'ємні приводи робочих органів комбайна “Дон-1500”.
У комбайнах “Дон-1500”, крім гідропривода ведучих коліс ГСТ-90, застосовують ще дві незалежні гідросистеми: основну (для керування всіма робочими органами комбайна) і гідросистему рульового керування. Принципові схеми цих гідросистем показані на рисунку 4.21.

Основна гідросистема, що має у своєму складі шестеренний насос 1 типу НШ-32-3, призначається для виконання дванадцяти операцій за допомогою включення відповідних гідроциліндрів: 8 – підйому й опускання жниварки; 10 – керування варіатором мотовила; 11 – вертикального переміщення мотовила; 12 – горизонтального переміщення (виносу) мотовила; 13 – включення і виключення робочих органів молотарки; 14 – реверса жниварки; 15 – включення і виключення вивантажувальних шнеків бункера; 17 – керування варіатором молотильного барабана; 18 – повороту похилого вивантажувального шнека бункера; 20 – вібратора бункера; 21 і 22 – відкриття і відповідно закриття копнувача.

Потік масла від насоса 1 до гідроциліндрів підводиться через відповідні золотники в п'ятисекційному гідророзподільнику 7 з ручним керуванням, двосекційному 16, трисекційному 19 гідророзподільниках з електрогідравлічним керуванням і спеціального гідророзподільника 23 керування копнувачем.

На рисунку 4.21 зображене нейтральне положення золотників усіх гідророзподільників – 7, 16, 19, 23. Насос 1, усмоктуючи робочу рідину з бака 2, одночасно подає її в трубопровід нагнітання і через дросель запобіжно-переливного клапана 5 і відкритий гідроклапан 6 з електромагнітним керуванням у трубопроводі каналу керування (позначено стрілками). При наявності руху потоку в каналі керування рідина через трубопроводи зливу, переливний клапан 5 і фільтр при невеликому тиску зливається в бак 2. При включенні будь-якого золотника з ручним керуванням чи золотника розподільника 23 копнувача канал керування перекривається пояском цього золотника, і робоча рідина з каналу, зв'язаного з трубопроводом нагнітання, направляється до відповідного гідроциліндра, а в нагнітальному трубопроводі створюється необхідний робочий тиск рідини, тому що при перекритті каналу керування запобіжно-переливний клапан закривається. З включенням будь-якої секції електрогідравлічних розподільників 16 і 19 одночасно перекривається потік керування за

рахунок включення гідроклапана 6. Далі відбувається те ж, що і при переміщенні золотника з ручним керуванням.

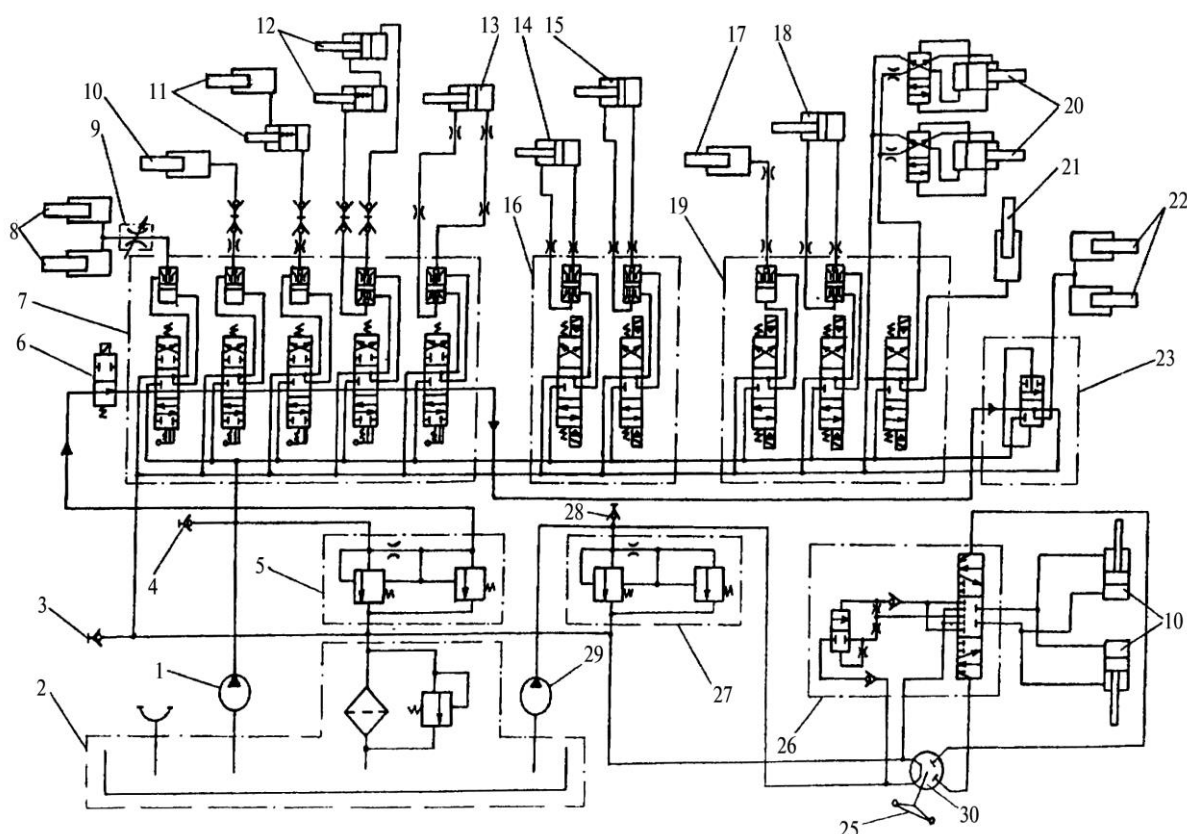


Рисунок 4.21 - Схема принципова основної гідросистеми та гідросистеми рульового керування комбайна "Дон-1500"

У системі рульового керування встановлений насос 29 шестеренного типу НШ-10Е-3 з приводом від розподільчої шестерні ДВЗ і насос-дозатор 30 типу НД-80 з приводом від кермового колеса 25.

При роботі насоса 29 і нерухомому кермовому колесі вся робоча рідина, що подається насосом, проходить через насос-дозатор і через фільтр основної системи зливається в бак 2.

При обертанні кермового колеса частина масла (кількість залежить від інтенсивності обертання) направляється до підсилювача потоку 26, а частина його скидається на злив через фільтр у бак 2. Потік масла, що потрапив з насоса-дозатора 30 у підсилювач потоку 26, з тиском, що збільшився за рахунок потоку масла, яке надходить туди від шестеренного насоса, направляється в гідроциліндри 24 повороту керованих коліс. У випадку відмовлення шестеренного насоса 29 і при буксируванні комбайна з непрацюючим двигуном насос-дозатор діє як ручний насос із приводом від кермового колеса і перекачує масло з однієї

порожнини гідроциліндрів в іншу. У наш час у м. Харкові ведеться серійний монтаж зернозбирального гідрофікованого комбайна “Бізон” з використанням готових деталей, що поставляються Польщею, а в м. Херсоні освоєний випуск нового зернозбирального комбайна з гідроприводом ходових коліс ГСТ-112, більшої потужності, ніж ГСТ-90, що дозволяє підвищити експлуатаційну надійність гідросилової трансмісії комбайна.

Відмовлення в роботі ГСТ-90 найчастіше відбуваються через неполадки в роботі клапанів і золотників, розташованих у насосах і гідромоторі ГСТ-90. Найбільш характерні відмовлення в роботі ГСТ-90 зі вказівкою на можливі причини такі:

1. Після запуску ДВЗ комбайн не рухається ні вперед, ні назад.

Причини: у КЗП включена нейтральна передача, недостатня кількість масла в баці 1; інтенсивне піноутворення масла (наявність води в маслі); засмічений фільтр 3 (показання вакуумметра 5 більше 0,25 МПа); засмітився запобіжний клапан 6.5 насоса 6.2 чи підпірний переливний клапан 7.3 у гідромоторі 7. У результаті цього величина тиску підживлення зменшилася, що недостатньо для роботи циліндрів 6.4, повороту похилої шайби насоса 6.1; несправність у приводі золотника розподільника 6.3 чи в самому розподільнику.

2. При працюючому ДВЗ комбайн рухається тільки в одну сторону (вперед чи назад).

Причини: у гідромоторі засмітився запобіжний клапан 7.4, а (робоча рідина іде в гідролінію низького тиску, минаючи гідромотор); золотник шунтуючого клапана 7.2 заклинює у верхньому чи в нижньому положенні, у результаті чого робоча рідина з гідролінії високого тиску, минаючи гідромотор, може зливатися в бак 1 через переливний клапан 7.3.

3. Зменшилася робоча швидкість комбайна (особливо при подоланні підйомів) або температура масла перевищує 80 °С.

Причини: збільшилися витрати рідини в гідромашинах за рахунок зносу опорної п'яти ротора насоса 6.1 чи гідромотора 7 (тиск у дренажній лінії 12 збільшується: $p_{\text{дрен}} > 12 \text{ МПа}$, температура робочої рідини $t_{\text{р р}} < 80 \text{ °С}$); мають місце витрати робочої рідини через запобіжний клапан 7.4, а при робочому тиску $p_{\text{роб}} \leq p_{\text{ном}} 22 \text{ МПа}$ (тиск у дренажній лінії 12 зберігається в припустимих межах $p_{\text{дрен}} \leq 0,25 \text{ МПа}$, а температура робочої рідини зростає і стає $t_{\text{р р}} > 80 \text{ °С}$).

4.3. Гідродинамічні і гідромеханічні передачі

4.3.1. Принцип дії гідродинамічної передачі

В автомобілях, тракторах і складних сільськогосподарських машинах часто при передачі енергії між валами, що обертаються з різними і перемінними в процесі роботи частотами обертання, застосовують гідродинамічну передачу.

Гідродинамічною передачею називають сукупність механізмів і систем, що передають механічну енергію від двигуна до споживача за допомогою потоку рідини.

Гідродинамічні передачі, як правило, складаються з двох частин: насосної і турбінної.

У насосній частині механічна енергія перетворюється на енергію потоку рідини (динамічний напір). У турбінній частині гідравлічна енергія потоку рідини знову перетворюється на механічну.

У гідродинамічних передачах установлюють лопатеві гідромашини (рис. 4.22).

Гідродинамічні передачі на мобільній техніці використовують як складову частину трансмісії, що встановлюється між валом двигуна внутрішнього згоряння 1 і вхідним валом коробки зміни передач 6. Робоча рідина подається лопатевим насосом 2 по нагнітальному трубопроводі 3 до лопатевої турбіни 4 і, пройшовши через неї, по усмоктувальному трубопроводу 3а повертається до насоса 2. В усмоктувальному трубопроводі 3а може бути встановлений направляючий апарат 5, що завдяки взаємодії потоку рідини з його лопатками дозволяє змінювати величину крутильного моменту на валу турбіни $M_{кр\ t}$ у порівнянні з величиною моменту на насосі $M_{кр\ н}$. За рахунок великих втрат енергії на подолання сил тертя в нерухомих корпусах насоса 2 і турбіни 4, а також у трубопроводах 3 і 3а максимальний ККД гідродинамічної передачі, виконаної за схемою (рис. 4.22), знаходиться в межах $\eta = 0,5...0,65$.

Німецький учений проф. Феттінгер запропонував ліквідувати трубопроводи і розташувати насос 2, направляючий апарат і турбіну 4 в одному обертальному кожусі, і назвав цю гідродинамічну передачу гідротрансформатором. При цьому максимальний ККД гідротрансформатора досягає $\eta_{гтр} = 0,9...0,92$.

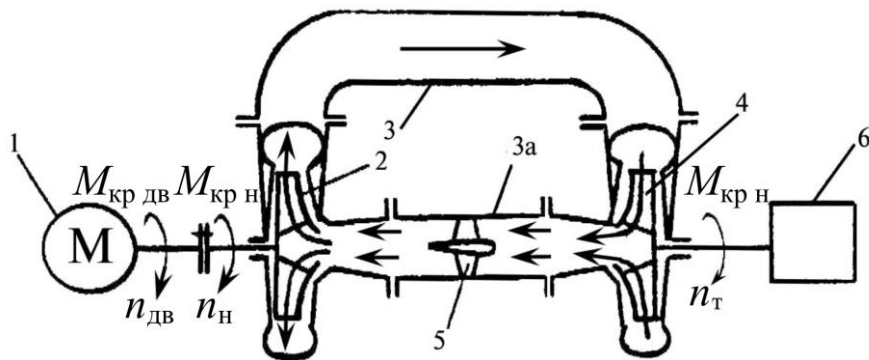


Рисунок 4.22 - Принципова схема гідродинамічної передачі

Якщо в гідродинамічній передачі вимкнути направляючий апарат, то утворюється гідромуфта, максимальний ККД якої дорівнює $\eta_{\text{ГМ}} = 0,97 \dots 0,98$, а крутильний момент на її вторинному валу дорівнює крутильному моменту на первинному.

Основна перевага гідродинамічних передач – це безступінчаста й автоматична зміна частоти обертання ведучого вала в залежності від навантаження на веденому валу.

Інші переваги гідродинамічних передач полягають у швидкохідності і плавності роботи (плавне зрушення з місця і плавний розгін), відсутності тертьових пар (практично відсутній знос в основних деталях), безшумності передачі, відсутності крутильних коливань, можливості здійснення дистанційного й автоматичного керування, експлуатаційної надійності.

У цілому застосування гідродинамічних передач робить зручним керування машинами і підвищує економічність останніх.

Гідродинамічні передачі в машинобудівній практиці застосовуються:

- для регулювання швидкості обертання веденого вала при збереженні постійної швидкості обертання ведучого вала;
- для розгону великих махових мас (наприклад підключення і відключення стартера при запуску газових турбін);
- для відключення пристроїв і апаратів розгону на автомобілях, тракторах і тепловозах;
- для складання потужностей і реверса.

4.3.2. Гідромуфти

Типова конструктивна схема гідромуфти (ГМ) представлена меридіональним перерізом (рис. 4.23).

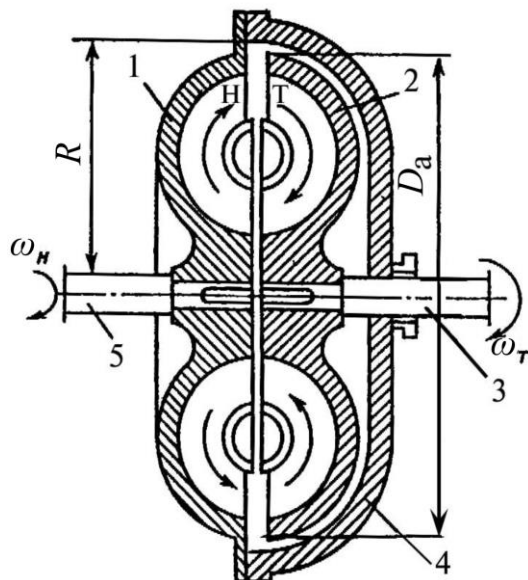


Рисунок 4.23 - Меридіональний переріз робочої порожнини гідромуфти

Переріз гідромуфти площиною, яка проходить через її вісь, називається меридіональним.

Гідромуфта складається з насосного колеса 1, встановленого на ведучому валу 5, турбінного колеса 2, насадженого на ведений вал 3, і корпуса 4.

Оскільки гідромуфта не має направляючих апаратів, то момент веденого вала дорівнює моменту ведучого, тобто не відбувається трансформації енергії.

Між торцями насосного 1 і турбінного 2 коліс є деякий зазор. Енергія від насосного колеса 1 на турбінне 2 передається через робочу рідину.

В якості робочих рідин у гідродинамічних передачах застосовуються масла: індустріальне 12, індустріальне 20, турбінне і трансформаторне. Температура робочої рідини повинна знаходитися в межах 55...135 °С.

Щоб уникнути надмірного підвищення тиску в робочій порожнині при нагріванні рідини, гідромуфти заповнюють на 85...87%.

Насосне колесо 1, обертаючись від двигуна, подібно до відцентрового насоса, забирає рідину з турбінного колеса 2, що під впливом відцентрової сили відкидається до периферії, переміщаючи її вздовж лопаток і обертаючи її одночасно з колесом. Унаслідок цього робоча рідина здобуває запас кінетичної енергії й енергії тиску. З насосного колеса рідина потрапляє на лопатки турбінного колеса 2, перетворюючи цей запас енергії на механічну роботу обертання веденого вала. Утративши деяку кількість енергії

на подолання опору обертання турбінного колеса 2, рідина по його лопатках направляється до центру гідромуфти, де вона знову переходить на насосне колесо 1, і цикл її руху повторюється.

Таким чином, рідина в гідромуфті циркулює від насосного колеса 1 до турбінного 2 (відносний рух), обертається разом з колесом (переносний рух) і утворює вихрове кільце (абсолютний рух), яке називається кругом циркуляції.

Оскільки вихідний переріз насосного колеса дорівнює вхідному перерізу турбінного колеса і вихідний переріз турбінного колеса дорівнює вхідному перерізу насосного колеса, то крутильний момент насосного колеса дорівнює крутильному моменту на валу турбінного колеса без урахування втрат на тертя :

$$M_{крн} = M_{крт} \quad (4.67)$$

При розрахунку гідромуфти потужність на валу насосного колеса і частота обертання двигуна відомі. Насосне колесо від двигуна одержує потужність

$$N_n = \frac{\rho g Q H}{\eta_n}, \quad (4.68)$$

де η_n – ККД насосного колеса гідромуфти, $\eta_n = 0,92 \dots 0,98$; H і Q – відповідно напір і подача, які створює насосне колесо.

N_n може бути також визначена за формулою

$$N_n = N_d - N_{доп}, \quad (4.69)$$

де N_d – максимальна потужність двигуна; $N_{доп}$ – потужність, витрачена на допоміжні механізми:

$$N_{доп} = 0,1 N_d. \quad (4.70)$$

Коефіцієнт корисної дії гідромуфти

$$\eta = \frac{N_t}{N_n} = \frac{M_{крт} n_t}{M_{крн} n_n}, \quad (4.71)$$

де N_t – потужність турбінного колеса; n_n , n_t – частота обертання насосного і турбінного коліс, хв^{-1} .

Відомо, що $M_{крт} = M_{крн}$, тоді

$$\eta = n_t / n_n = i, \quad (4.72)$$

де i – передатне число.

Гідромуфта працює при наявності циркуляції рідини: $n_n > n_t$.

Різниця між частотою обертання насосного і турбінного коліс гідромуфти, віднесена до частоти обертання насосного колеса, називається коефіцієнтом ковзання гідромуфти S :

$$S = \frac{n_n - n_t}{n_n}. \quad (4.73)$$

З урахування рівняння (4.72) величина ковзання може бути визначена за залежністю

$$S = 1 - i. \quad (4.74)$$

Ковзання регулюється заповненням гідромуфти робочою рідиною і складає від 2 до 4%.

Гідромуфти виготовляють без тора чи з тором незначної величини. Внутрішнє кільце гідромуфти називається тором, тому що це вихрове кільце має геометричну форму у вигляді порожнього тора. Тор може бути металевий і повітряний.

Гідромуфти поділяються на регульовані й нерегульовані, постійного і перемінного наповнення.

У регульованій гідромуфті швидкість обертання веденого вала залежить не тільки від швидкості обертання ведучого вала, але і від положення керованого ззовні регулюючого пристрою. Регульовані гідромуфти дозволяють при $n_n = n_1 = \text{const}$ одержувати різні величини $M_{кр\ t}$ і n_t .

У регульованих гідромуфтах передбачається пристрій для керування потоком рідини всередині гідромуфти впливом ззовні.

До нерегульованих належать гідромуфти, в яких при постійній швидкості обертання ведучого вала швидкість обертання веденого вала залежить тільки від навантажувального моменту на веденому валу.

Бувають ще запобіжні ГМ з постійним, але неповним заповненням робочої порожнини. У робочій порожнині таких ГМ установлюють додаткові опори (пороги) чи додаткові камери, що дозволяють при збільшенні ковзання зменшити величину переданого крутильного моменту $M_{кр\ t}$ і тим самим попередити зупинку двигуна внутрішнього згорання (ДВЗ).

Для аналізу можливості використання і вивчення властивостей динамічних передач використовують їхні характеристики.

У залежності від збігу параметрів гідродинамічної передачі, наведених на графіках, характеристики бувають: зовнішні, універсальні і приведені.

Зовнішньою характеристикою гідромуфти називається залежність крутильного моменту і ККД від частоти обертання турбінного колеса при постійній частоті обертання насосного колеса.

Вона будується за результатами випробування гідромуфти при

повному чи частковому заповненні її робочою рідиною (якщо об'єм робочої камери заповнений рідиною на 90%, то таке наповнення називається повним, нижче 90% – частковим).

Зовнішню характеристику гідромуфти (рис 4.24) будують так: на осі абсцис відкладають частоту обертання турбінного колеса чи відносну частоту обертання турбіни $i_{\text{ГМ}} = n_{\text{Т}} / n_{\text{Н}}$ або величину ковзання S , а на осі ординат – зміну крутильного моменту, значення ККД і потужності.

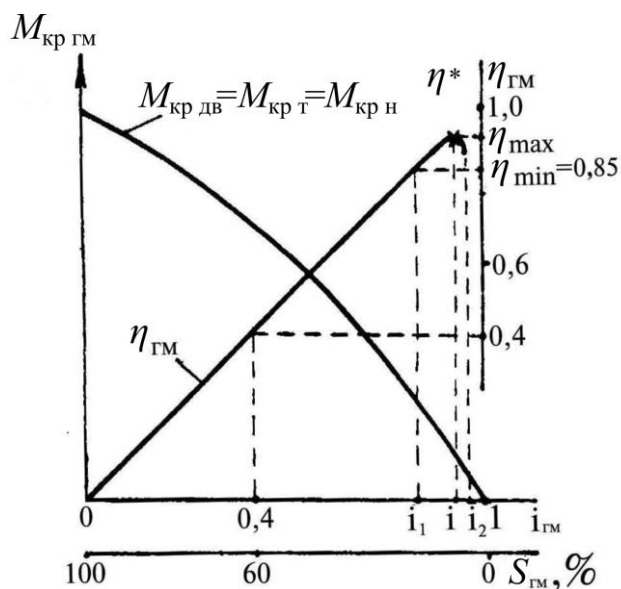


Рисунок 4.24 - Зовнішня характеристика ГМ ($n_{\text{Н}} = \text{const}$)

За нормальну розрахункову точку приймається значення крутильного моменту $M_{\text{кр ГМ}} = 0$ при ковзанні $S = 2...4\%$ ($i = n_{\text{Т}} / n_{\text{Н}} = 0,96...0,98$). З графіка (рис. 4.24) видно, що гідромуфта належить до передач, в яких кінематичні характеристики залежать від прикладеного навантаження. Максимальний ККД в зоні робочих режимів $i_{\text{ГМ}} = 0,85...0,98$ має місце на розрахунковому режимі і дорівнює $\eta_{\text{ГМ}}^* = \eta_{\text{max}} = 0,96...0,98$. Це основна особливість гідродинамічних передач.

Універсальною характеристикою гідромуфти називають залежність її крутильних моментів від частоти обертання турбінного колеса при різних частотах обертання насосного колеса (рис. 4.25).

Універсальну характеристику будують за зовнішніми характеристиками гідромуфти, що одержують у ході випробувань при постійних частотах обертання насосного колеса, приймаючи послідовно $n_{\text{Н}} = 100\%$, $n'_{\text{Н}} = 90\%$, $n''_{\text{Н}} = 80\%$ і т. д.

На універсальній характеристиці будуються графіки залежності

крутильних моментів гідروмуфти при однакових значеннях ККД, тобто $M_{кр\text{ ГМ}} = f(n_n, n_t)$ при $\eta_{ГМ} = \text{const}$ для значення $\eta_{ГМ} = 0,1; 0,2; 0,3$ і т. д.

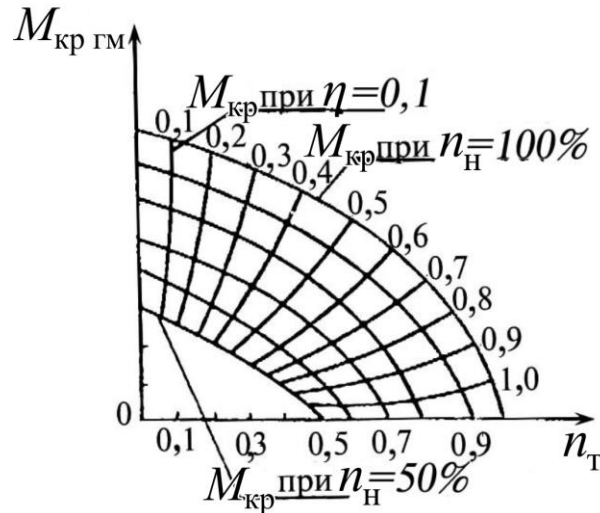


Рисунок 4.25 - Універсальна характеристика ГМ

Універсальні характеристики гідромуфт використовують для побудови характеристики гідропривода, що відображає спільну роботу передачі і двигуна.

Більш універсальними є наведені характеристики залежностей безрозмірних критеріїв, одержаних на основі теорії подібності, відповідно до основного рівняння лопатевих гідромашин (рівняння Ейлера). Ці характеристики будуються на основі даних, отриманих при побудові зовнішніх характеристик, і дозволяють знайти основні параметри гідродинамічної передачі на різних режимах роботи і при різній частоті обертання вала насоса.

Режим роботи гідромуфти регулюється різними способами.

Регулювання частоти обертання веденого вала і передавального моменту можна виконувати при постійній частоті обертання ведучого вала і при перемінній.

При роботі гідромуфти з постійною частотою обертання ведучого вала регулювання частоти обертання веденого вала можна здійснювати трьома способами: різним ступенем заповнення робочої порожнини; механічною зміною форми робочої порожнини; перевантаженням гідромуфти шляхом прогресуючого збільшення передавального моменту чи навпаки, шляхом зняття навантаження.

Найбільше поширення одержав рідинний спосіб регулювання – зміна ступеня наповнення рідиною робочої порожнини.

Регулювання зміною частоти обертання ведучого вала двигуна

застосовується на транспортних (автомобілі, трактори) і вантажопідйомних машинах. Цей спосіб розглянемо на прикладі автомобіля. Якщо залишковий момент на валу гідروмуфти менше, ніж опір автомобіля при його русі, то машину можна зупинити, не включаючи двигун, а тільки знизивши частоту обертання його вала.

Якщо ж залишковий момент у гідромуфти великий, то для зупинки машини застосовують гальма для ведучих осей.

Гідромуфти, керовані за рахунок зміни форми проточної частини при незмінному ступені заповнення, чи механічно керовані гідромуфти до останнього часу практично не застосовувалися, головним чином, через малу глибину регулювання за моментом.

Механічно керовані гідромуфти за способом впливу їхніх органів керування на потік рідини поділяють на дві групи:

- гідромуфти, регульовані при постійних розмірах робочих коліс;
- гідромуфти, регульовані при зміні розміру одного чи обох робочих коліс.

Дослідження показали, що друга група може дати велику глибину регулювання за моментом.

Глибиною регулювання за моментом називають відношення крутильного моменту при основному робочому режимі веденого вала до мінімального моменту на тому ж валу при зупиненій турбіні.

Глибина регулювання за швидкістю – це відношення номінальної частоти обертання веденого вала до мінімально можливої частоти обертання того ж вала.

Для здійснення рідинного регулювання застосовують кілька систем керування, але вони виконують ту саму задачу – змінюють величину відносного заповнення робочої порожнини гідромуфти.

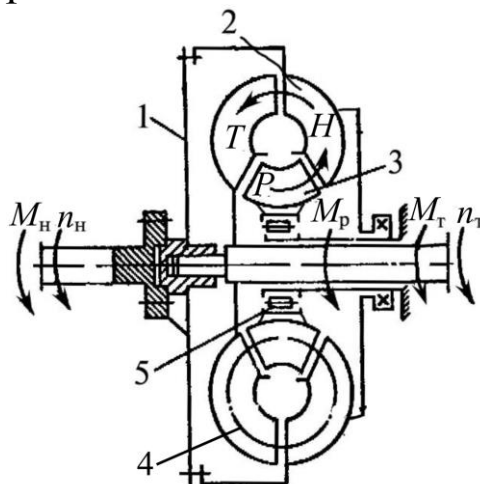
Ці системи регулювання можуть бути розділені на 3 групи: з регулюванням потоку рідини на вході в гідромуфту; з регулюванням потоку рідини на виході з гідромуфти; з регулюванням потоку рідини при вході в гідромуфту й на виході з неї.

Системи регулювання можуть мати декілька конструктивних розбіжностей в окремих вузлах чи в компонованні всієї гідромуфти.

4.3.3. Гідротрансформатори

Гідротрансформатор (ГТР) забезпечує перетворення

крутильного моменту і плавність його наростання при переході від двигуна до ведучих органів.



1 – корпус; 2 – насосне колесо; 3 – реактор; 4 – турбінне колесо; 5 – муфта вільного ходу

Рисунок 4.26 - Меридіональний переріз робочої порожнини одноступінчастого (триколісного) гідротрансформатора

На відміну від гідромуфти, гідротрансформатор має третє колесо, що, як правило, закріплене нерухомо, тому він може передавати крутильний момент зі зміною за величиною, а в деяких випадках і за знаком.

Гідротрансформатори (рис. 4.26) мають робочі колеса трьох найменувань: насосні (ведучі) Н, турбінні (ведені) Т, реакторні (реактивні) Р.

Гідротрансформатори можуть бути виготовлені три-, чотири- і багатоколісними з одноступінчастим насосом, одно-, дво- і триступінчастою турбіною з одним чи декількома реакторами.

Багатоколісні ГТР в залежності від кількості турбінних коліс бувають: одноступінчасті (одне турбінне колесо), двоступінчасті (два турбінних колеса) і т. ін. За напрямком обертання насоса і турбіни розрізняють ГТР прямого ходу, зворотного ходу, реверсивні.

Найпростіший гідротрансформатор – триколісний (рис. 4.26) – складається з насосного колеса 2, турбінного колеса 4 й нерухомого реактора 3 (направляючого агрегату). Всі колеса встановлені в корпусі 1.

Вал насосного колеса 2 з'єднаний з валом двигуна, а вал турбіни – з механізмом трансмісії, який передає крутильний момент на ведучі колеса (гусениці) трактора.

Принцип дії гідротрансформатора полягає в наступному. У процесі роботи гідротрансформатора лопатки насосного колеса 2

впливають на рідину, змушуючи її не тільки обертатися разом з колесом, але і переміщатися вздовж лопаток у напрямку від входу до виходу. При цьому потенціальна енергія тиску лопаток насоса на рідину під дією відцентрових сил перетвориться на кінетичну енергію руху рідини. Вийшовши з насосного колеса 2, потік рідини потрапляє в розташоване за ним турбінне колесо 4 і, вдаряючись об лопатки його колеса, зменшує свою швидкість. При русі потоку по міжлопатевих каналах його напрямок змінюється відповідно до профілю лопаток. Кінетична енергія потоку рідини зменшується, і на лопатках колеса турбіни виникає крутильний момент, який дорівнює крутильному моменту $M_{кр\ n}$, прикладеному до вала насоса. При перетіканні по міжлопатевих каналах колеса реактора, які звужуються, швидкість потоку рідини зростає, а напрямок потоку збігається з напрямком обертання насосного колеса 2. На лопатках реактора створюється реактивний момент $M_{кр\ p}$, який сприймається корпусом 1.

У кожному робочому колесі рідина протікає суцільним потоком від входу до виходу, обтікаючи лопатки й знаходячись з ними в силовій взаємодії.

Коло циркуляції рідини в гідротрансформаторах по меридіанній площині може відбуватися за двома схемами: *а* – насос–турбіна–реактор (НТР); *б* – насос–реактор–турбіна (НРТ). До особливості робочого процесу гідротрансформаторів відносять наступне:

1. Силіві і кінематичні зв'язки між робочими колесами здійснюються через робочу рідину.

2. Робоча рідина являє собою одну нескінченну і безупинну кільцеву ланку, що знаходиться в силовій взаємодії одночасно з усіма робочими колесами без існування жорстких кінематичних зв'язків між ними.

Існування силових зв'язків між робочими колесами (коло циркуляції) можливо тільки при обертанні хоча б одного робочого колеса.

Гідротрансформатори за характером взаємодії з двигуном поділяються на **прозорі** і **непрозорі**. Прозорі гідротрансформатори мають властивість змінювати режим роботи двигуна в залежності від зміни навантаження опору руху машини. Непрозорі гідротрансформатори ізолюють двигун від впливу на нього постійно мінливих зовнішніх опорів.

Основними робочими параметрами ГТР, зображеного на

рисунку 4.26, є: моменти на робочих колесах ($M_{кр\ н}$, $M_{кр\ т}$, $M_{кр\ р}$); частоти обертання цих коліс ($n_{н}$, $n_{т}$, $n_{р}$); активний діаметр D_a (характерний розмір перерізу робочої порожнини ГТР).

Інші параметри ГТР можна знайти за формулами:

- передатне відношення

$$i_{гтр} = n_{т} / n_{н} \quad (4.75)$$

характеризує режим роботи ГТР, наприклад, при $n_{т} = 0$ будемо мати стоповий режим $i_{гтр} = 0$;

- коефіцієнт трансформації моменту

$$k_{гтр} = M_{кр\ т} / M_{кр\ н}; \quad (4.76)$$

- взаємозв'язок крутильних моментів на робочих колесах

$$M_{кр\ т} = M_{кр\ н} + M_{кр\ р}; \quad (4.77)$$

- потужність на робочих колесах ГТР

$$N_{н} = 2\pi \cdot n_{н} \cdot M_{кр\ н}, \quad (4.78)$$

$$N_{т} = 2\pi \cdot n_{т} \cdot M_{кр\ т}; \quad (4.79)$$

- ККД гідротрансформатора

$$\eta_{гтр} = N_{т} / N_{н} = k_{гтр} i_{гтр}. \quad (4.80)$$

Графік, на якому нанесені криві $M_{кр\ н} = f_1(i_{гтр})$, $M_{кр\ т} = f_2(i_{гтр})$, $\eta_{гтр} = f_3(i_{гтр})$ при $n_{н} = \text{const}$, називають зовнішньою характеристикою ГТР.

Зовнішня характеристика ГТР (рис. 4.27) будується експериментально при $n_{н} = n_1 = \text{const}$. Робочими режимами ГТР є зона передатних відносин від i_1 до i_2 , у котрій маємо $\eta_{гтр} \geq \eta_{\min} = 0,85$. На розрахунковому режимі i^* ГТР працює з максимальним ККД ($\eta^* = \eta_{\max} = 0,88 \dots 0,91$). На режимах $i_1 < i_3$ реактор має додатній крутильний момент $+M_{кр\ р}$, і відповідно до рівняння (4.77) $M_{кр\ т} > M_{кр\ н}$.

При $i_1 > i_3$ на реакторі має місце від'ємний крутильний момент $-M_{кр\ р}$, і відповідно $M_{кр\ т} < M_{кр\ н}$.

У точці А на режимі i_3 момент на направляючому апараті дорівнює: $M_{кр\ р} = 0$, а $M_{кр\ т} = M_{кр\ н}$, і ГТР працює як гідромуфта.

Слід зазначити, що при значних змінах навантаження на веденому валу гідротрансформатора навантаження на ведучому валу змінюється мало. Явище “не пропускати” навантаження з боку веденого вала на ведучий називається “непрозорістю”.

Коефіцієнт корисної дії гідротрансформатора, згідно з

характеристикою, буде дорівнювати нулю у двох точках: при $n_T = 0$ і $n_T = n_{\max}$. Така форма зниження ККД небажана, особливо при зниженні ККД зі зменшенням навантаження на веденому валу. У мобільних машинах режим малих навантажень відповідає пересуванню по рівній дорозі з твердим покриттям. Малий ККД на таких режимах веде до перевитрати пального.

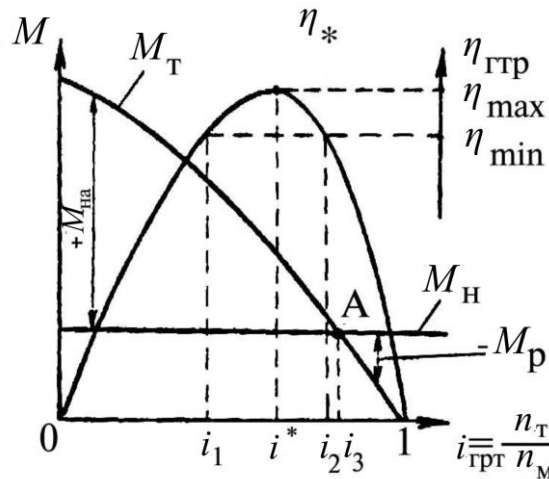


Рисунок 4.27 - Зовнішня характеристика ГТР (при $n_n = n_1 = \text{const}$)

На тракторах і автомобілях застосовуються гідромеханічні трансмісії і гідропередачі, що можуть працювати як гідротрансформатор і як гідромуфта (перехід з одного режиму роботи на інший відбувається автоматично). Останні створені на основі триколісного гідротрансформатора. Особливості роботи цих так званих комплексних гідропередач полягають у наступному.

При постійній частоті обертання насосного колеса 2 турбінне колесо 4 має частоту обертання, обумовлену прикладеним до нього опором, тобто чим більше крутильний момент, що знімається, на валу вихідної ланки, тим менша його частота обертання.

Якщо на турбінному колесі опір валу відсутній (холостий хід), частота його обертання майже дорівнює частоті обертання насосного колеса 2 (частота обертання вала двигуна).

При незначному опорі на гаку трактора момент опору, прикладений через трансмісію до вала турбінного колеса, також невеликий. У цьому випадку встановиться рівновага між моментом опору й моментом, з яким впливає потік робочої рідини насосного колеса 2 на лопатки турбінного колеса 4. Реактор 3 дозволяє змінювати крутильний момент, що виникає на турбінному колесі 4, пропорційно зміні моменту опору на валу коробки передач. У так званій комплексній гідропередачі реактор 3 в корпусі 1 (рис. 4.26)

установлений на муфті вільного ходу 5. Якщо момент турбінного колеса більше моменту насосного колеса, то дія рідини на лопатки колеса реактора викликає заклинювання реактора муфтою, і момент $M_{кр\,т}$ збільшується пропорційно збільшенню навантаження. При $M_{кр\,т} < M_{кр\,н}$ змінюється напрямок руху рідини, крутильний момент на реакторі змінює напрямок обертання, ролики муфти вільного ходу розклинюються, і реактор обертається як одне ціле з турбінним колесом. Це буде відбуватися при $i_{гтр} \geq i_A$. У цьому випадку гідротрансформатор працює як гідромуфта, тому що перетворююча дія реактора дорівнює нулю, а при $M_{кр\,р} = 0$ $\omega_n = \omega_t$.

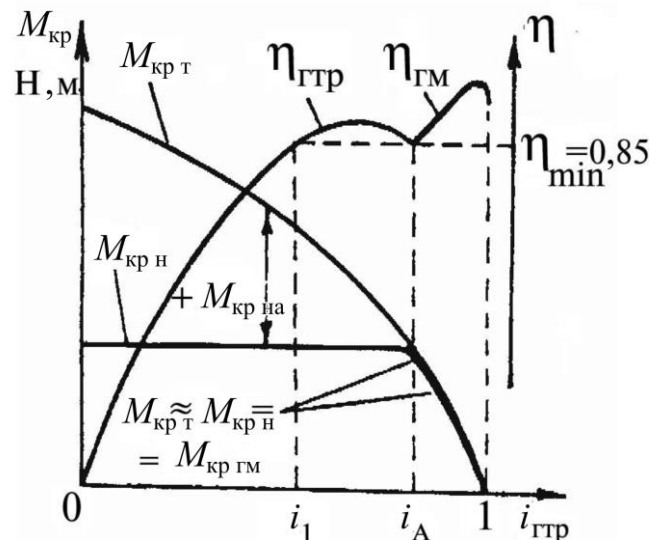


Рисунок 4.28 - Зовнішня характеристика комплексного гідротрансформатора ($n_n = n_1 = \text{const}$)

При роботі гідродинамічної передачі (ГДП) на режимах гідротрансформатора, виходячи із зовнішньої характеристики (рис. 4.28) при $i_{гтр} = 0 \dots i_A$, то на реакторі буде діяти момент $+M_{кр\,р}$.

Відзначимо такі важливі властивості, обумовлені особливостями робочого процесу гідротрансформатора.

Крутильний момент $M_{кр\,т}$ на веденому валу автоматично і безступінчасто зменшується зі збільшенням частоти обертання веденого вала від нуля до максимуму.

Силовa взаємодія рідини й лопаток відбувається при незначній за величиною частоті обертання, що служить причиною втрат енергії на тертя й зниження значення ККД.

Силовa взаємодія рідини й лопаток при відсутності жорсткого кінематичного зв'язку між ведучим і веденим валами приводить до взаємозалежності силових і кінематичних показників режиму роботи.

Умовне позначення гідротрансформатора складається: з

індексу Г – гідротрансформатор; цифри 3 чи 4 – числа коліс; тризначного числа, що позначає активний діаметр у мм; дво- чи тризначного числа, що позначає крутильний момент у кгс·м.

Приклад: гідротрансформатор триколісний з активним діаметром 470 мм і крутильним моментом $M_{кр} = 150$ кгс·м – **Г-3-470-150**.

На відміну від гідромуфти, гідротрансформатори працюють тільки при повному заповненні їх робочою рідиною. З метою компенсації впливу великих швидкостей і високих температур рідина в проточну порожнину гідротрансформатора подається під тиском.

Крутильний момент на насосному колесі дорівнює різниці моментів на турбінному колесі й реакторі, а крутильний момент на турбінному колесі дорівнює сумі крутильних моментів на насосному колесі й реакторі:

$$\begin{aligned} M_{кр\ н} &= M_{кр\ т} - M_{кр\ р}, \\ M_{кр\ т} &= M_{кр\ н} + M_{кр\ р}. \end{aligned} \quad (4.81)$$

Якщо скласти алгебраїчну суму моментів лопатевих коліс, то співвідношення моменту на будь-якому режимі роботи передачі визначається рівнянням

$$M_{кр\ н} + M_{кр\ т} + M_{кр\ р} = 0, \quad (4.82)$$

тобто алгебраїчна сума моментів усіх коліс гідротрансформатора дорівнює нулю.

Для будь-якого сталого режиму роботи гідротрансформатора при нерухомому реакторі рівняння балансу енергії (потужності) можна представити в такому вигляді:

$$N_1 = N_2 + N_v, \quad (4.83)$$

де N_1 – потужність, що надається насосом потокові рідини; N_2 – потужність, що відводиться від потоку рідини турбіною; N_v – втрати потужності на подолання опорів при русі рідини в порожнині гідротрансформатора. Значення моментів на колесах ГТР можна визначити, виходячи з рівняння Ейлера для лопатевих гідромашин:

$$M_{кр} = \rho Q_{ц} (V_{u2} R_2 - V_{u1} R_1). \quad (4.84)$$

З рисунку 4.23 видно, що в ГТР, як і в ГМ, характерним розміром робочих коліс у робочій порожнині є активний діаметр D_a , за характерну частоту обертання можна прийняти n_n . При цьому очевидні такі пропорції:

$$R \equiv D_a; \quad V \equiv V_u \equiv nR \equiv n_n \cdot D_a; \quad Q_u \equiv V \cdot D_a^2 \equiv n_n \cdot D_a^3; \quad \rho \equiv \gamma. \quad (4.85)$$

З урахуванням записаних пропорцій рівняння можна записати в такому вигляді:

$$M_{кр} = \gamma_n D_a^3 n_n D_a D_a \equiv \gamma_n^2 D_a^5. \quad (4.86)$$

Увівши поняття коефіцієнта пропорційності (λ), пропорцію (4.86) можна записати у вигляді рівняння

$$M_{кр} = \lambda \gamma_n^2 D_a^5. \quad (4.87)$$

Використовуючи рівняння (4.87), знаходимо крутильні моменти на робочих колесах ГТР чи ГМ за формулами подібності ГДП:

$$M_{крн} = \lambda_n \gamma_n^2 D_a^5, \quad (4.88)$$

$$M_{крт} = \lambda_t \gamma_n^2 D_a^5, \quad (4.89)$$

де γ – питома вага робочої рідини ГДП; λ_n, λ_t – відповідно коефіцієнти пропорційності моментів насоса і турбіни.

Величини λ_n, λ_t і $n_{гтр}$ залежать від геометрії лопатевих систем відповідно насоса і турбіни. Використовуючи зовнішні характеристики ГМ (рис. 4.24), ГТР (рис. 4.27) і рівняння (4.88), (4.89), можна знайти коефіцієнти пропорційності моментів:

$$\lambda_n = \frac{M_{крн}}{\gamma_n^2 D_a^5}, \quad (4.90)$$

$$\lambda_t = \frac{M_{крт}}{\gamma_n^2 D_a^5}. \quad (4.91)$$

Оскільки $M_{крн} = f_1(i)$, $M_{крт} = f_2(i)$, то очевидно, що знайдені значення λ_n і λ_t будуть також функціями $\lambda_n = f_3(i)$, $\lambda_t = f_4(i)$, при цьому

$$\lambda_p = \lambda_t - \lambda_n, \quad (4.92)$$

$$k_{гтр} = \frac{\lambda_t}{\lambda_n}. \quad (4.93)$$

Універсальна характеристика гідротрансформатора може бути двох видів.

Універсальна характеристика першого виду будується шляхом сполучення на одному графіку ряду зовнішніх характеристик, побудованих за результатами іспитів при декількох постійних частотах обертання насосного колеса, як і для гідромуфти.

При побудові характеристик користуються наступними залежностями і прийомами.

Відношення моментів турбінного колеса $M_{кр\ 1т}/M_{кр\ 2т}$ буде прямо пропорційно відношенню квадратів частот обертання насосного колеса:

$$M_{кр\ 2т} = M_{кр\ 1т} \left(\frac{n_{2н}}{n_{1н}} \right)^2. \quad (4.94)$$

Частоту обертання турбінного колеса $n_{2т}$, що відповідає $M_{кр\ 2т}$, знаходять з рівності моментів:

$$n_{1т} = n_{2т} \quad \text{або} \quad \frac{M_{кр\ 1т} n_{1т}}{M_{кр\ 1н} n_{1н}} = \frac{M_{кр\ 2т} n_{2т}}{M_{кр\ 2н} n_{2н}}. \quad (4.95)$$

Знаючи значення моментів $M_{кр\ 1н}$ при $n_{1н}$ і $M_{кр\ 2н}$ при $n_{2н}$, одержимо:

$$n_{2т} = n_{1т} \frac{n_{2н}}{n_{1н}}. \quad (4.96)$$

За відомим $n_{2т}$ відкладають $M_{кр\ 2т}$.

За кривою моментів насосного колеса на зовнішній характеристиці при нормальній частоті обертання колеса будують криві моментів насосного колеса для інших значень частот обертання.

Момент насосного колеса знаходять за залежністю

$$M_{кр\ 2н} = M_{кр\ 1н} \left(\frac{n_{2н}}{n_{1н}} \right)^2. \quad (4.97)$$

Потім за відомими крутильними моментами і частотами обертання визначають ККД гідротрансформатора за формулою

$$\eta_t = \frac{M_{кр\ т} n_t}{M_{кр\ н} n_n}. \quad (4.98)$$

Другий вид універсальної характеристики гідротрансформатора будують за його приведеною характеристикою.

При побудові цієї характеристики частоту обертання насосного колеса приймають постійною ($n_n = \text{const}$) і задають послідовно ряд значень i , тоді $n_{2т} = i n_{1н}$. Криві $M_{кр\ 1}$ і $M_{кр\ 2}$ у залежності від частоти обертання турбінного колеса будують на підставі рівнянь

$$\begin{aligned} M_{кр\ 1} &= \lambda_n \rho D^5 n_1^2, \\ M_{кр\ 2} &= \lambda_t \rho D^5 i n_1^2, \\ \eta &= f(i) = f(n_2). \end{aligned} \quad (4.99)$$

Задаючись частотою обертання насосного колеса $n^I = an_1$, $a = 0,7; 0,8; 0,9$ і т. ін., будують інші криві в тому ж масштабі.

У деяких випадках до гідротрансформаторів пред'являють вимоги, щоб крутильний момент $M_{кр1}$ змінювався в залежності від передатного відношення. Таку характеристику називають "прозорою". Якщо зі збільшенням $M_{кр2}$ одночасно збільшується й момент $M_{кр1}$, то таку характеристику прийнято називати "з прямою прозорістю". Якщо при збільшенні моменту $M_{кр2}$ момент $M_{кр1}$ зменшується, то така характеристика гідротрансформатора називається "зі зворотною прозорістю".

Для побудови спільних характеристик гідротрансформатора з агрегатом необхідно мати характеристики двигуна, гідротрансформатора і виконавчої машини. Спільна робота гідродвигуна з гідротрансформатором визначається точкою перетинання характеристики гідродвигуна й насосного колеса гідротрансформатора.

Добір гідротрансформаторів виконується за характеристиками з використанням формули (4.99).

Регулювання гідротрансформаторів здійснюється такими способами:

- зміною частоти обертання насосного колеса;
- зміною наповнення кола циркуляції;
- механічним впливом на потік робочої рідини в колі циркуляції;
- заміною робочих коліс.

Зміна частоти обертання насосного колеса можлива тоді, коли двигун регулюється за частотою обертання. Цей спосіб регулювання найбільш економічний і широко застосовується на транспортних машинах з дизелями (автомобілі, трактори, екскаватори).

Момент насосного й момент турбінного колеса змінюються при такому регулюванні пропорційно квадрату частоти обертання насосного колеса, а ККД при цьому залишається таким, як і до регулювання.

Регулювання зміною наповнення при зливі рідини з кола циркуляції приводить до різкого падіння вторинного моменту і до значного зменшення ККД гідротрансформатора. Цей метод регулювання неекономічний і застосовується дуже рідко.

Регулювання механічним впливом на потік робочої рідини в

колі циркуляції може здійснюватися двома способами: поворотом лопаток коліс гідротрансформатора й застосуванням дросельних заслінок. У більшості конструкцій поворотні лопатки встановлюються в насосному колесі чи в реакторі. Цей спосіб більш економний, ніж регулювання зміною наповнення. Наприклад, при зменшенні переданої гідротрансформатором потужності до половини від номінальної максимальне значення ККД знижується всього до 15% проти максимального значення ККД при повній потужності. При регулюванні наповненням для подібного режиму ККД знижується на 50%.

Регулювання дросельною заслінкою здійснюється перекриттям потоку рідини в насосному колесі.

У нерегульованих двигунах найбільш стійке регулювання гідротрансформаторів досягається механічним способом.

4.3.4. Використання гідродинамічних передач на мобільній сільськогосподарській техніці

Гідродинамічні передачі з ГТР чи ГМ на мобільних машинах, як правило, встановлюють разом з механічною коробкою зміни передач (КЗП). Таке сполучення (рис. 4.29) називають гідромеханічною передачею (ГМП).

Об'єднання гідродинамічної передачі з механічними передачами від вала насоса ГДП до коліс машини називають гідромеханічною трансмісією (ГМТ). Випробування дослідних зразків тракторів різних класів із застосуванням ГМТ показали, що застосування ГМТ замість механічної дозволяє:

- одержати плавну (безступінчасту) зміну сили тяги і швидкості трактора у всьому робочому діапазоні; забезпечити коефіцієнт використання потужності ДВЗ рівним одиниці, а також підвищити продуктивність машинно-тракторного агрегату;
- зменшити кількість ступенів у КЗП до двох – трьох;
- поліпшити маневреність і розгінні якості, підвищити прохідність трактора по слабких ґрунтах;
- знизити динамічні навантаження у вузлах механічної частини трансмісії, у результаті чого довговічність шестерень КЗП підвищується в 2...2,5 рази;
- різко поліпшити і полегшити працю тракториста, тому що зміна швидкості і сили тяги трактора відбувається автоматично за рахунок зміни режиму роботи ГТР, без переключення КЗП.

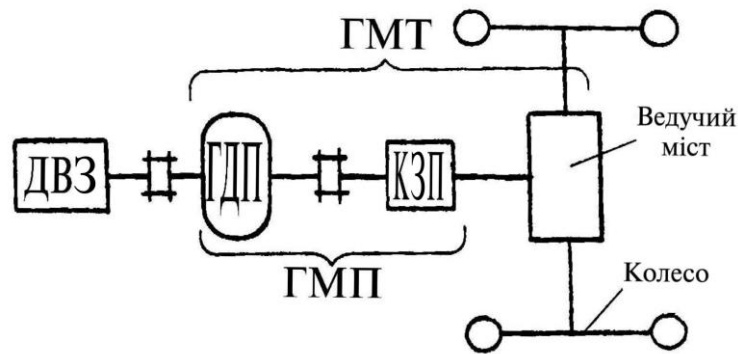


Рисунок 4.29 - Структурна схема гідромеханічної трансмісії колісного трактора

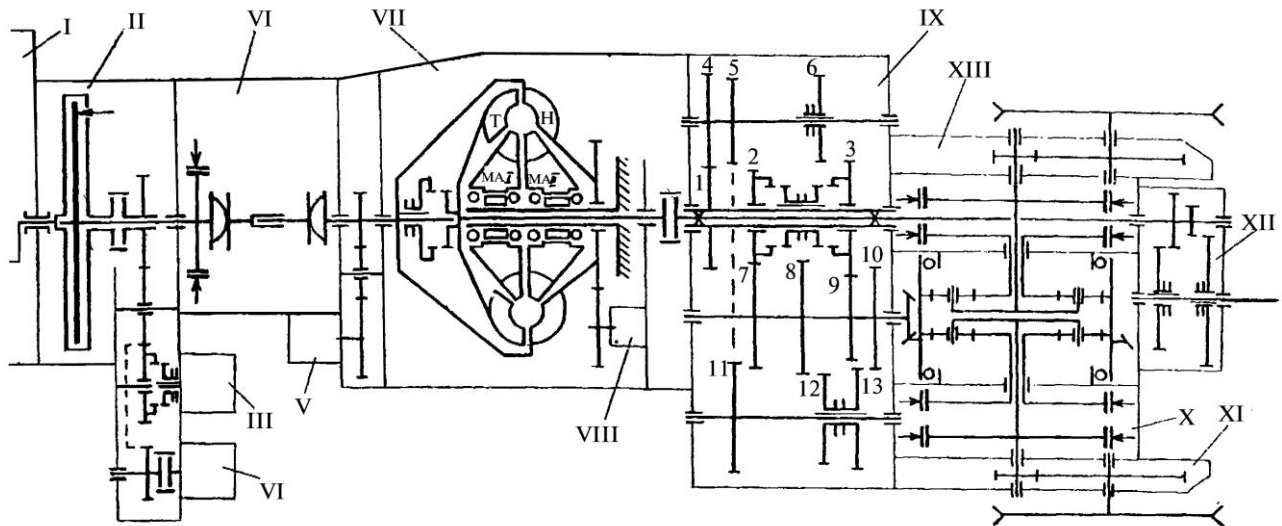


Рисунок 4.30 - Гідромеханічна передача трактора ДТ-175С "Волгарь"

За даними НАТІ, на гусеничному тракторі класу 30кН із механічною трансмісією при типовому розподілі тривалості роботи на різних сільськогосподарських операціях трактористу доводиться кожні три хвилини робити переключення КЗП, вимикати педаль муфти зчеплення.

У наш час серійно випускається з гідромеханічною трансмісією енергонасичений швидкісний гусеничний трактор ДТ-175С "Волгарь", створений на базі трактора ДТ-75М.

Кінематична схема ГМТ трактора ДТ-175С зображена на рисунку 4.30. Потужність від двигуна I через муфту зчеплення II, карданну передачу VI, гідротрансформатор VII з насосом підживлення VIII, коробку зміни передач IX, задній міст X і кінцеві передачі – ліву XI і праву XII – передається на ведучі зірки трактора. Насоси IV і V обслуговують відповідно гідросистему керування й змащення трансмісії, а насос III гідронапірної системи можна використовувати як гідравлічний вал відбору потужності загального призначення (ГВП-3П). Механічний ВВП XII

приводиться від вала турбіни гідротрансформатора VII марки Г4-400-70 і забезпечує відбір максимальної вільної потужності $N_{\text{ввп}} = 88$ кВт.

Фрагмент конструкції поздовжнього розрізу гідротрансформатора марки Г4-400-70 представлений на рисунку 4.31. Гідротрансформатор дозволяє автоматично і безступінчасто змінювати швидкість руху трактора в залежності від тягового навантаження на гаку, а також розриває жорсткий кінематичний зв'язок між ДВЗ і КЗП, демпфірує коливальні процеси, зменшуючи величину пікових динамічних навантажень, що сприяє значному збільшенню терміну служби всіх механізмів і деталей трансмісії трактора.

Технічна характеристика гідротрансформатора Г4-400-70: одноступінчастий, комплексний, двореакторний; активний діаметр $D_a = 0,4$ м; коефіцієнт трансформації на “стоповому” режимі ($i_{\text{гтр}} = 0$) дорівнює $k = 3,3 \pm 0,3$; максимальний ККД на режимі трансформації крутильного моменту $\eta_{\text{max}} = 0,89 \dots 0,9$; “прозорість” у діапазоні передаточних чисел при $\eta_{\text{гтр}} \geq 0,8$ дорівнює $P_p = M_{\text{крн}}^{\text{max}} / M_{\text{крн}}^{\text{min}} = 1,3 \pm 0,1$, і передаточне число при переході на режим гідромуфти $i_{\text{гм}} = 0,85 \dots 0,87$.

Основними елементами ГТР є чотири лопатеві робочі колеса, відлиті з алюмінієвого сплаву, H – насосне колесо 10, T – турбінне колесо 9, $HA I$ – перший направляючий апарат 8 і $HA II$ – другий направляючий апарат 11. Вони утворюють робочу порожнину ГТР, в якій циркулює робоча рідина, що передає потужність від насосного колеса до турбінного.

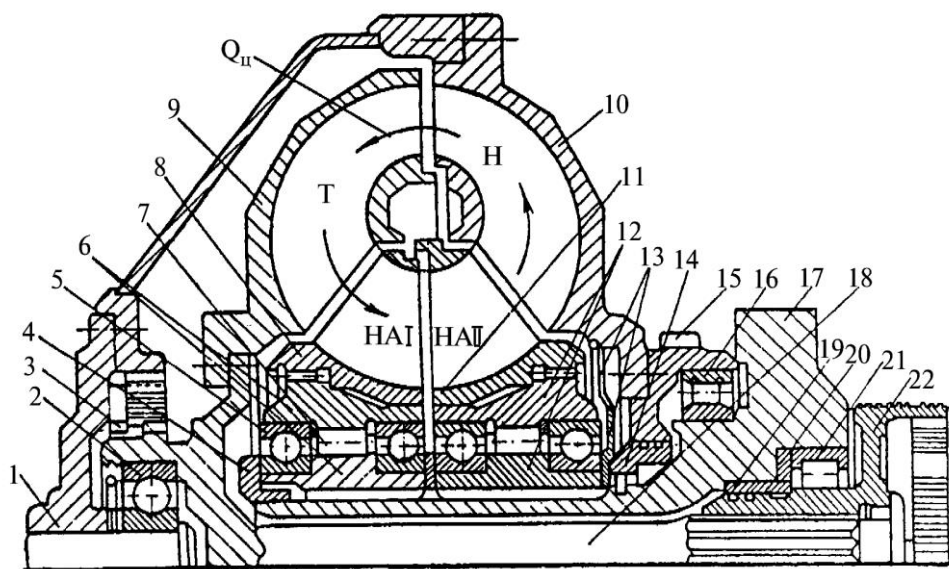


Рисунок 4.31 - Поздовжній розріз гідротрансформатора марки Г4-400-70

Несучою деталлю ГТР є ступиця 17 реакторів, що кріпиться до нерухомого корпусу ГТР. На шліцах ступиці за допомогою гайки 4 закріплені внутрішні, з циліндричною поверхнею, обойми 6 і 12 муфт вільного ходу 7 направляючих апаратів *НА I* і *НА II*, екрануючі шайби 13 і втулка 14 з чавунними ущільнювальними кільцями.

На внутрішній обоймі за допомогою двох роликів 7 і чотирьох шарикопідшипників 5 установлені дві зовнішні, з перфорованими пазами, обойми MBX, що за допомогою зовнішніх зубчастих шліців з'єднуються з направляючими апаратами 8 і 11.

По центральному отвору ступиці 17 проходить вал 18, до фланця якого кріпиться турбіна 9. На шліцьовому кінці вала 18 змонтована зубчаста напівмуфта 22. На ній виконана доріжка роликового підшипника 21, зовнішнє кільце якого запресоване в розточення ступиці 17 до упора в шайбу 20, а підшипник є задньою опорою турбінного вала 18. На ступиці напівмуфти 22 встановлені чавунні ущільнюючі кільця, що контактують із втулкою 19 ступиці 17 реакторів. Другою опорою комплекту деталей, пов'язаних з турбінним колесом, служить підшипник 2, внутрішнє кільце якого встановлене на шийку деталі, зцентрованої по осьовому розточенню вала 1 насосного колеса, а зовнішнє кільце цього підшипника входить у розточення у фланці вала 18 турбінного колеса. Таким чином, підшипник 2 є проміжною опорою між валами насоса і турбіни. Насосне колесо 10 з'єднується з ведучим валом 1 насосного колеса через його штампозварний корпус, усередині якого змонтована шліцьова муфта 3 (зубчаста) блокування гідротрансформатора, при включенні якої крутильний момент від вала 1 насосного колеса передається безпосередньо на фланець вала 18 турбінного колеса; при цьому робоча рідина в порожнині ГТР не циркулює, тобто $Q_{\text{ц}} = 0$. Роликовий підшипник 16 є задньою опорою комплекту деталей, зв'язаних з насосним колесом, у тому числі ведучого зубчастого колеса 15, у внутрішньому розточенні якого встановлений цей підшипник. Зубчасте колесо 15 служить для приведення насоса системи підживлення в дію, що забезпечує охолодження масла і безкавітаційний режим у потоці рідини $Q_{\text{ц}}$, яка циркулює в робочій порожнині ГТР. У системі підживлення встановлені кілька запобіжних клапанів: для насоса підживлення; клапан, розрахований на тиск $p_{\text{нр1}} = 0,6$ МПа; для робочої порожнини

ГТР $p_{\text{пр2}} = 0,25$ МПа і радіатора $p_{\text{пр3}} = 0,2$ МПа; у корпусі фільтра передбачений грязьовий клапан.

Хоча ККД гідромеханічної трансмісії з ГТР на 8...10% нижчий, ніж у механічної, за рахунок підвищення продуктивності МТА витрата палива трактором ДТ-175С на 1 га виконаної роботи складає менше, ніж у трактора з механічною передачею. Наприклад, ДТ-175С у порівнянні з трактором такої ж потужності, але з механічною передачею, дозволяє збільшити продуктивність МТА: на дисковому лущінні – на 10...19%; на посіві – на 7,1...9% і на різних видах оранки – на 4...12%.

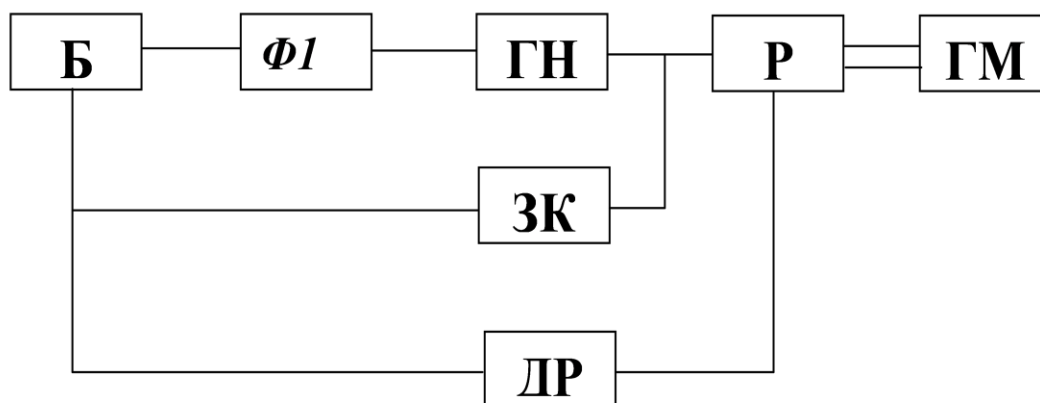
4.4. Приклади задач

Приклад 4.4.1.

Розрахувати об'ємний гідропривод згідно вихідних даних: крутний момент на валу гідромотора $M_{\text{кр}} = 1000 \text{ Н} \cdot \text{м}$; частота обертання робочого органу машини $n = 3 \text{ с}^{-1}$; перепад тиску на гідроапаратурі $\Delta p_{\text{ГА}} = 0,2 \text{ МПа}$; втрати тиску в гідролініях не враховуються.

По заданій блок-схемі (рис.4.32) розробити принципіальну гідравлічну схему гідропривода. Виконати гідравлічний розрахунок та вибрати гідромотор і гідронасос. Знайти максимальний ККД гідропривода.

Розв'язання. По заданій блок-схемі рисунку 4.32 розробляємо принципіальну схему та описуємо принцип роботи гідропривода.



Б – гідробак; Ф1 – фільтр грубого очищення; ГН – гідронасос; ГМ – гідромотор; Р – розподільник; ЗК – запобіжний клапан; ДР – дросель.

Рисунок 4.32 - Блок-схема об'ємного гідропривода

Згідно з цією схемою робоча рідина з бака 7 через фільтр грубого очищення 1 подається гідронасосом 2 в гідросистему.

По напірній лінії 8 під тиском рідина подається до розподільника 4, який направляє потік до гідромотора 5 і від нього в гідробак.

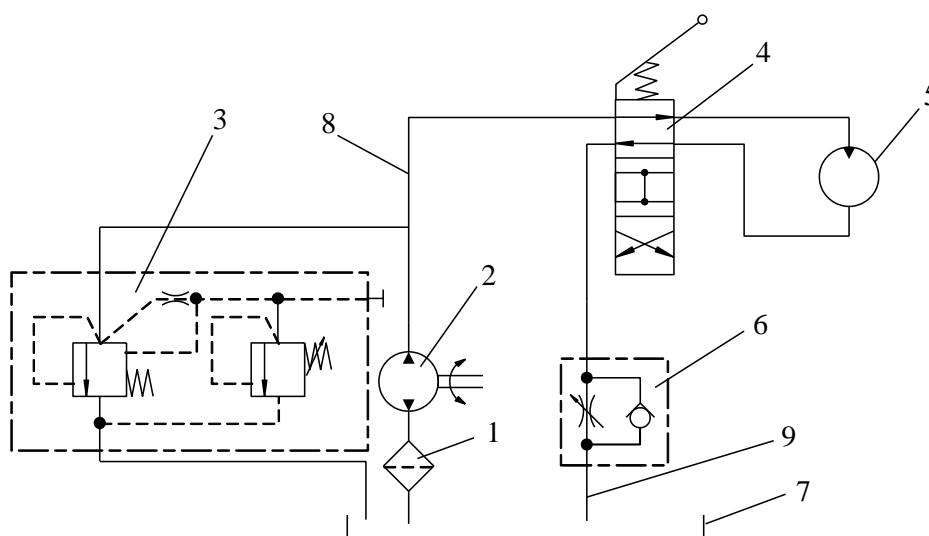
Для регулювання частоти обертання вала гідромотора в зливній гідролінії 9 встановлений дросель 6.

У випадку підвищення в напірній гідролінії тиску вище допустимого в системі передбачено запобіжний клапан 3.

Таким чином, входною ланкою гідропривода є насос 2, створюваний ним тиск робочої рідини реалізується вихідною ланкою, тобто гідродвигуном, яким в цьому випадку є гідромотор.

Вибір гідромотора. По заданим умовам, а саме, згідно моменту на валу гідромотора і частоті обертання вибираємо марку гідромотора МР-450 (Додаток 9).

Коротку технічну характеристику вибраного гідромотора заносимо до таблиці 4.1.



1 — фільтр грубого очищення ; 2 — гідронасос; 3 — запобіжний клапан; 4 - розподільник; 5 — гідромотор; 6 — дросель; 7 – гідробак; 8 – напірна лінія; 9 – зливна лінія.

Рисунок 4.33 - Принципіальна схема об'ємного гідроприводу

Таблиця 4.1 - Технічна характеристика гідромотора

Момент $M_{кр},$ $H \cdot m$	Частота обертання		Робочий об'єм $q_{гм} \cdot 10^{-6},$ $m^3/об$	Номінальний тиск $p,$ $МПа$	К.К.Д. механічний, η_m	К.К.Д. повний, $\eta_{гм}$
	$n_{ном},$ c^{-1}	$n_{max},$ c^{-1}				
1343	2,3	6,7	452	21	0,9	0,84

Знаходимо витрату гідромотора за формулою (4.50),

$$Q_{зм} = n \cdot q_{зм} ; \quad (4.50)$$

де n - частота обертання, c^{-1} ;

$q_{зм}$ - робочий об'єм, $м^3$.

$$Q_{зм} = 3 \cdot 452 \cdot 10^{-6} = 13,5 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с},$$

Знаходимо перепад тиску на гідромоторі за формулою (4.51), яка в цьому випадку приймає такий вигляд:

$$\Delta p = \frac{2\pi \cdot M_{кр}}{\eta_{м} \cdot q_{гм}} ; \quad (4.51),$$

де $M_{кр}$ - крутячий момент на валу гідромотора, $Н \cdot м$;

$\eta_{м}$ - механічний к.к.д. гідромотора.

$$\Delta p = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 1000}{0,9 \cdot 452 \cdot 10^{-6}} = 15,4 \text{ МПа}$$

Вибір гідронасоса. Знаходимо тиск гідронасоса за формулою (4.52),

$$p_{гн} = \Delta p_{гм} + \Delta p_{га} ; \quad (4.52),$$

де $\Delta p_{гм}$ - перепад тиску на гідромоторі, $МПа$;

$\Delta p_{га}$ - перепад тиску на гідроапаратурі, $МПа$.

$$p_{гн} = 15,4 + 0,2 = 15,6 \text{ МПа}$$

По тиску гідронасоса і максимальній витраті гідромотора вибираємо насос марки НШ-50М4 (додаток 10).

Коротку технічну характеристику вибраного гідронасоса заносимо до таблиці 4.2.

Таблиця 4.2 - Коротка технічна характеристика гідронасоса

Номінальний тиск, $p, \text{ МПа}$	Частота обертання		Робочий об'єм насоса $q_{гн} \cdot 10^{-6},$ $\text{м}^3/\text{об}$	Об'ємний К.К.Д., $\eta_{об}$	Повний К.К.Д., $\eta_{гн}$
	η_{min}, c^{-1}	η_{max}, c^{-1}			
20	16	50	50	0,94	0,85

Для забезпечення необхідної подачі насоса його вал повинен мати певну частоту обертання, яку знаходимо за формулою (4.53), яка в цьому випадку приймає такий вигляд:

$$n_n = \frac{Q_{гн}}{q_{гн} \cdot \eta_{об}}; \quad (4.53),$$

де $Q_{гн}$ – подача гідронасоса, м³/с; приймаємо, $Q_{гн} = Q_{гм}^{max}$,
 $q_{гн}$ - робочий об'єм гідронасоса, м³/об.

$$n_n = \frac{13,5 \cdot 10^{-4}}{50 \cdot 10^{-6} \cdot 0,94} = 29 \text{ с}^{-1}$$

Знаходимо максимальний К.К.Д. гідроприводу згідно формули 4.54.

$$\eta_{гп}^{max} = \frac{\Delta P_{гм} \cdot Q_{гм}^{max}}{P_{гн} \cdot Q_{гн}} \eta_{гм} \cdot \eta_{гн} \quad (4.54),$$

$$\eta_{гп}^{max} = \frac{15,4 \cdot 10^6 \cdot 13,5 \cdot 10^{-4}}{15,6 \cdot 10^6 \cdot 13,5 \cdot 10^{-4}} \cdot 0,84 \cdot 0,85 = 0,70,$$

де $\eta_{гм}$, $\eta_{гн}$ - відповідно, повний К.К.Д. гідромотора та гідронасоса.

Висновок: таким чином виконаний розрахунок показав, що максимальний ККД гідропривода знаходиться в допустимих межах, тобто $\eta_{гп} = 0,6 \dots 0,8$. Якщо ця умова не виконується, то необхідно підібрати інші типи і марки гідравлічних машин, гідроапаратури та обладнання.

Приклад 4.4.2.

Визначити основні параметри поршневого гідроциліндра з однобічним штоком, якщо робоче навантаження на шток $F_{шт}=90\,000$ Н, максимальні швидкості прямого і зворотного ходів відповідно $v_{1п}=0,2$ м/с, $v_{2п}=0,5$ м/с, час рзгону при прямому ході $t=0,2$ с, загальний ККД $\eta=0,97$, тиск в напірній лінії $P=16$ МПа.

Розв'язання

Сила інерції під час розгону

$$R_{ин} = \frac{F}{gt} (v_{1п} - 0) = \frac{90000 \cdot 0,2}{9,81 \cdot 0,2} = 9180 \text{ Н}$$

Фактичне зусилля

$$F_{ф} = F + R_{ин} = 90000 + 9180 = 99180 \text{ Н}$$

Розрахункове зусилля

$$F_p = \frac{F_\phi}{\eta} = \frac{99180}{0,97} = 102000 \text{ Н}$$

Діаметр поршня

$$D = \sqrt{\frac{F_p \cdot 4}{P_\pi}} = \sqrt{\frac{102000 \cdot 4}{16 \cdot 10^2 \cdot 3,14}} = 9 \text{ см}$$

Діаметр штока

$$d = D \sqrt{1 - \frac{v_{1n}}{v_{2n}}} = 9 \sqrt{1 - \frac{0,2}{0,5}} = 7 \text{ см}$$

Необхідна витрата рідини

$$Q = D \frac{\pi D^2}{4} v_{1n} = \frac{3,14 \cdot 9^2}{4} \cdot 0,2 \cdot 100 = 1275 \text{ см}^3 / \text{с}$$

Потужність гідроциліндра при статичному зусиллі F

$$N = F v_{1n} = 90000 \cdot 0,2 \cdot 10^{-2} = 18 \text{ кВт}$$

4.5. Контрольні запитання

1. Що називається приводом?
2. Що називається об'ємним гідроприводом?
3. Перелічіть сільськогосподарські машини, на яких установлені ГСТ привода ходових коліс.
4. Перелічіть напрямки комплексної гідрофікації сільськогосподарської техніки.
5. Сформулюйте призначення гідравлічного відбору потужності загального призначення (ГВП-ЗП).
6. Сформулюйте призначення ГВП підвищеної потужності.
7. Що дає впровадження ГВП-ПП замість ГВП-ЗП?
8. Перелічіть назви схем, за якими виконується ГСТ.
9. Перелічіть переваги двоагрегатної схеми в порівнянні з іншими схемами ГСТ.
10. Назвіть якісні зміни в технологічних процесах сільськогосподарського виробництва, що можливі при комплексній гідрофікації сільськогосподарської техніки.
11. Перелічіть основні причини, що стримують комплексну гідрофікацію сільськогосподарської техніки.
12. За рахунок чого забезпечується уніфікація установки ГСТ-90 на різних сільськогосподарських машинах?
13. Яку передачу називають гідродинамічною (ГДП)?
14. Яку ГДП називають гідротрансформатором (ГТР)?
15. Яку ГДП називають гідромуфтою (ГМ)?

- 16.** Які типи ГТР і ГМ вам відомі?
- 17.** Чим відрізняється багатоколісний ГТР від багатоступінчастого?
- 18.** Чим відрізняється зовнішня характеристика ГТР від приведеної?
- 19.** Чому максимальний ККД гідромуфти більше максимального ККД гідротрансформатора?
- 20.** Який гідротрансформатор називається комплексним (ГТК)? **21.** Які переваги в ГТК перед ГТР?
- 22.** Чому в ГТК направляючий апарат поділяють на 2 частини?
- 23.** Від яких параметрів залежить величина моменту на робочому колесі ГТР?
- 24.** Який ГТР називається “прозорим”, а який “непрозорим”?
- 25.** Чи може гідромуфта бути “непрозорою” і чому?
- 26.** Яку передачу називають гідромеханічною (ГМП)?
- 27.** Які переваги ГМП перед механічною передачею?

5. ОСНОВИ ГІДРОМЕХАНІЗАЦІЇ

5.1. Гідропневмотранспорт

5.1.1. Основні відомості і класифікація

Висока концентрація і спеціалізація виробництва в агропромисловому комплексі вимагають нового рішення механізації і автоматизації технологічних процесів, особливо у області транспортування різних матеріалів. Так, наприклад, на свинокомплексі по вирощуванню і відгодівлі 108 тис. голів щорічно транспортують і роздають до 600 т рідких кормів і видаляють до 1 млн. м³ гнойових стоків (при гідрозмивному способі прибирання гною). Таке завдання з найбільш економічними показниками може вирішити тільки гідропневмотранспорт. Його переваги - безперервність процесу, високий коефіцієнт експлуатаційної надійності, простота конструкції, збереження матеріалу, що транспортується, гігієнічність, зручність експлуатації і можливість автоматизації процесів.

Гідропневмотранспорт - це комплекс пристроїв і устаткування, призначених для переміщення продуктів сільськогосподарського виробництва і матеріалів за допомогою рідини (у рідкому стані) або повітря (у сухому стані).

У сільськогосподарському виробництві гідропневмотранспорт використовують:

для приготування і транспортування рідких кормів на тваринницьких підприємствах, транспортування гною усередині будівель і до місць переробки, зберігання або використання;

для транспортування сипких матеріалів, наприклад зерна, мінеральних добрив.

Гідропневмотранспорт дозволяє повністю перейти на комплексну механізацію навантажувально-розвантажувальних робіт майже всіх матеріалів сільськогосподарського виробництва.

Крім того, гідропневмотранспорт попутно дозволяє провести ряд технологічних процесів: охолодження, підсушування, зволоження і очищення від домішок і бруду.

Класифікація гідропневмотранспортних установок.

Гідропневмотранспортні установки підрозділяють на напірні і безнапірні.

Якщо технологічний процес достатньо забезпечений водою, а трубопровід має належний ухил, то застосовують простіші і дешеві безнапірні установки. Для роздачі кормів, замінників цілісного молока у зв'язку з складністю гідравлічних ліній застосовують напірні установки. Для прибирання гною з тваринницьких приміщень і подальшого транспортування його на місце зберігання або на поля зрошування застосовують комбіновані установки.

Загальна класифікація гідропневмотранспортних установок приведена на рисунку 5.1.

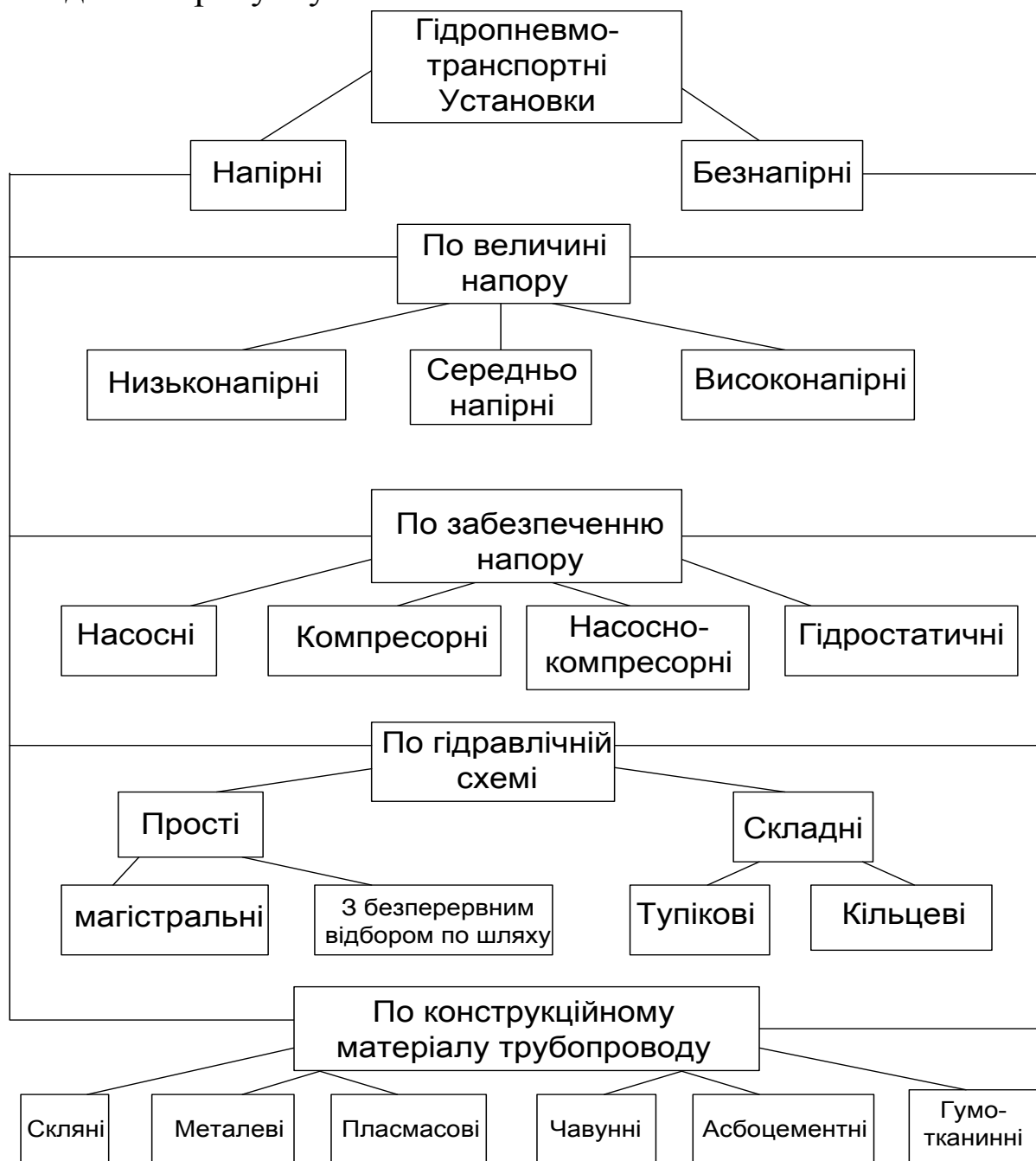


Рисунок 5.1 - Класифікація гідропневмотранспортних установок

Пневматичні установки за способом створення різниці тиску діляться на установки всмоктуючого, нагнітального і змішаного типів. Вони можуть бути стаціонарні і мобільні. Стаціонарні використовують для видалення гною, транспортування молока, приготування і роздачі кормових сумішей на зерноскладах; мобільні - для перевантаження зерна, сіна, соломи, силосу і інш.

По величині напору установки, діляться на низьконапірні з тиском до 0,5 МПа, середньонапірні - з тиском від 0,5 до 1 МПа і високонапірні - з тиском вище 1 МПа.

За способом створення напору їх ділять на насосні, компресорні, насосно-компресорні і гідростатичні.

Залежно від гідравлічної схеми роботи гідропневмотранспортних установок вони діляться на прості і складні.

Безнапірні установки застосовуються при видаленні гною з приміщень, а також при міжопераційних переміщеннях зерна в аеролотках.

Гідравлічні безнапірні установки можна розділити на системи прямого змиву, Рециркуляційні і змивні.

Кормопроводи можуть бути сталеві, пластмасові, керамічні, азбестоцементні і скляні; гноспроводи - чавунні, азбестоцементні, керамічні, пластмасові, сталеві і гумовотканинні.

При розробці гідропневмотранспортних установок враховують фізико-механічні властивості матеріалів.

5.1.2. Основні фізико-механічні властивості і реологічні параметри гідросумішей

Якщо несуче середовище - краплинна рідина, то такий трубопровідний транспорт називається *гідравлічним*; якщо несуче середовище газ - *пневматичним*.

Фізико-механічні властивості гідросумішей визначаються властивостями складових рідкої і твердої частин.

У сільськогосподарських технологічних процесах в якості рідкої складової гідросуміші використовується вода, молочний перегін, жомова вода і рідкі фізіологічні виділення тварин; як тверда складова - корм, тверді фракції біологічних відходів тварин і т.д.

Температура гідросуміші звичайно знаходиться в

межах від 5 до 100°C.

До основних фізико-механічних властивостей гідросумішей відносять: густину, механічну грубість, гідравлічну грубість, вологість, в'язкість, клейкість (адгезія) і ін.

Питома густина гідросуміші визначається відношенням твердої фракції до рідкої. Вона залежить від температури і концентрації гідросуміші і в розрахунках виражається залежністю

$$\rho_z = \frac{\rho_m - \rho_p}{\rho_p} \quad (5.1)$$

де ρ_m - густина твердої фракції, кг/м³; ρ_p - густина рідкої фракції кг/м³.

Тверда частина (грубість частинок) гідросуміші суттєво впливає на роботу гідропневмотранспортних установок.

Величина частинок характеризується геометричними розмірами твердої фракції компоненту гідросуміші і класифікується таким чином:

велика (розмір частинок твердого компоненту досягає 200 мм. Сюди відносять коренеплоди - картоплю, буряк, моркву і ін.);

дрібна (до неї відносять зернові матеріали грубістю частинок від 2 до 10 мм);

грубодисперсна (розмір частинок від 2 до 7 мм. Це продукти переробки сільськогосподарських матеріалів - жом; роздріблені коренеплоди, відходи круп'яної промисловості);

тонкодисперсна (до них відноситься запарена протерта картопля, патока, замінник молока, кормові пасти і ін. Розмір частинок - від колоїдної суміші до 0,5 мм);

неоднорідна (розмір частинок - від колоїдних до 70 мм).

При транспортуванні гідросуміші з великими частинками активну роль в перенесенні твердої фракції грає рідина.

Транспортування гідросуміші дрібними частинками характеризується переривчастим зваженим переміщенням твердих частинок по вертикалі трубопроводу.

Грубодисперсні частинки при транспортуванні знаходяться в зваженому стані завдяки турбулентному режиму руху.

Тонкодисперсні гідросуміші також переміщаються при турбулентному режимі, де тверді компоненти по перетину розподіляються рівномірно. Швидкість переміщення досягає 1,5 м/с. Однорідність цих гідросумішів з високою концентрацією твердих компонентів має псевдопластичність або чисто пластичні

властивості.

Вплив компонентного складу гідросуміші такий, що тонкодисперсні суміші можна віднести приблизно до структурних рідин, грубодисперсні - до неоднорідних сумішей.

Гідравлічною грубістю твердих частинок в гідросуміші називається швидкість рівномірного випадання їх в осад. Вона залежить від геометричної форми і розмірів частинок, густини речовини і від в'язкості рідкої фракції. Гідравлічна грубість позначається ω для тонко дисперсних і неоднорідних матеріалів і знаходиться за формулою

$$\omega = \frac{0,545 \cdot d^2 \cdot a}{\mu} \quad (5.2)$$

де d - середній діаметр частинок, мм; a - насичення потоку транспортуючим продуктом; μ - динамічна в'язкість рідини в гідросуміші

$$a = \frac{\rho_c - \rho_{жс}}{\rho_c} \quad (5.3)$$

Як приклад слід сказати, що концентровані гідросуміші мають частинки від 0,5 до 1,5 мм.

Комбікорми характеризуються середнім розміром частинок (модулем): дрібні 0,2... 1,0; середні 1,0... 1,8; великі 1,8... 2,6 мм.

Фракційний склад зернових (цілих і подрібнених) різноманітний: для борошняних кормів розміри частинок мають значення від 0,53 (борошно просяне) до 2,39 мм (борошно рибне); для цілого зерна - від 3,9 (зерно пшениці) до 5,6 мм (зерно гороху).

Тверді екскременти гною - це полідисперсна гідромаса, що містить до 30% колоїдних частинок. Фракційний склад гною залежить від раціону годування.

Таким чином, при гідропневмотранспорті сільськогосподарських кормових і гнойових мас необхідно враховувати розміри частинок, які по своєму гранулометричному складу можуть бути тонкодисперсними з розміром частинок від 0,001 до 0,2мм; неоднорідними, розміри частинок в яких коливаються від колоїдних до 7,0 мм, і грубодисперсними з розміром частинок від 2,0 до 70 мм.

Коефіцієнт тертя твердої складової гідросуміші має широкі межі зміни: статичний - 0,68... 1,64; динамічний - 0,31...1,46. Крім того, коефіцієнти тертя залежать від конструкційного матеріалу, стану поверхні, з якою контактує гідро чи пневмомаса що

транспортуються, швидкості руху, тиску і інших факторів.

Седиментація (осаджуваність) тонкодисперсних сільськогосподарських гідросумішів залежить від розчинності у воді і утворення структури. Так, для замінників молока основна маса розчиняється у воді і лише незначна її частина йде в осад.

Для кормових матеріалів, що погано розчиняються, у воді відбувається дуже швидке розшарування.

В залежності від гранулометричного складу, концентрації, способу приготування рідин швидкість осадження їх коливається від $0,069 \cdot 10^{-5}$ до $300 \cdot 10^{-5}$ м/с.

Питома вага сільськогосподарських гідросумішів коливається від 8900 до 11280 Н/м³, а компонентів, що входять до складу гідросуміші, - в значно великих межах - від 6000 до 26000 Н/м³.

Консистенція гідросуміші є ступенем насичення твердим компонентом і виражається об'ємними або масовими співвідношеннями

$$C = \frac{\rho_{\Gamma} - \rho_B}{\rho_{\Gamma} - \rho_B} \cdot 100\% = \frac{\gamma_{\Gamma} - \gamma_B}{\gamma_{\Gamma} - \gamma_B} \cdot 100\% \quad (5.4)$$

Вологість гідросуміш - це частка води, що міститься в масі змішай, виражена у відсотках:

$$W = \frac{m - m_c}{m} \cdot 100\% \quad (5.5)$$

де m - маса вологої суміші, кг; m_c - маса сухої суміші, кг.

По зоотехнічним вимогам вологість кормосумішів для свиней не повинна перевищувати 65%. Кормова суміш може мати вологість в межах 85... 90%, але вся волога буде у вільному стані. Остання гідросуміш транспортується краще.

Реологічні параметри гідросумішей. Вони характеризуються необоротними залишковими деформаціями і рухом різноманітних в'язких і пластичних матеріалів.

Реологію можна розглядати як механіку реальних, суцільних середовищ, використовуючи певною мірою основні положення теорії пружності, пластичності і гідродинаміки

Основні реологічні параметри - в'язкість ньютонівська, ефективна, пластична, модулі пружності, гранична напружка зрушення, повзучість, період релаксації.

Для знаходження реологічних параметрів гідросумішей частіше всього використовують ротаційні віскозиметри, які мають два концентричні циліндри, - внутрішній і зовнішній. Для

вимірювання найбільшої в'язкості у області незруйнованої структури, модуля пружності, періоду релаксації і інших властивостей застосовують прилади з тангенціальним зсувом пластин або осьовим зсувом циліндрів.

В'язкість - одна з головних причин гідравлічних опорів і втрат енергії рухомих гідросумішей. Кормові і гнойові маси - це не ньютонівські рідини, бо їх в'язкість залежить від швидкості деформації.

Для цих матеріалів дотична сила тертя виражається залежністю

$$\tau = \tau_0 + \eta \frac{du}{dr} \quad (5.6)$$

де τ_0 - гранична напруга зрушення; η - структурна в'язкість; du/dr - градієнт швидкості.

Для більшості кормосумішей із збільшенням швидкості зрушення в'язкість зменшується до певної межі, а потім залишається практично постійною. Із зменшенням консистенції і із збільшенням вологості в'язкість і гранична напруга зрушення зменшуються. В'язкісні властивості кормосумішей більшою мірою залежать від температури. При цьому у більшості кормосумішей в'язкість і гранична напруга зрушення зменшуються при підвищенні температури. Для кормів, що містять крохмаль, спостерігається підвищення в'язкості при збільшенні температури за рахунок того, що відбувається набухання матеріалу.

В'язкість заміників молока змінюється залежно від його складу в межах від 0,03 до 0,15 Па·с. Підвищення температури заміників молока супроводжується зменшенням в'язкості, і в діапазоні температур 70...80°C в'язкість заміника молока наближається до в'язкості води.

В'язкість гнойових мас змінюється у великих межах - від 0,7...0,006 Па·с (великої рогатої худоби) до 0,38...0,004 Па·с (свиней) залежно від вологості, вмісту підстилки в гною, раціону годування, температури і інших чинників.

В'язкість гною зростає із збільшенням вмісту в ньому підстилки, але в цьому випадку в'язкість знижується за рахунок розбавлення його водою. Коров'ячий гній володіє значно більшими в'язкістю і опором зрушенню, чим свинячий.

За певних умов кормові і гнойові маси при швидкостях зрушення понад 0,5... 1,0 с⁻¹ проявляють тиксотропні властивості. Якщо за міру тиксотропності брати відношення максимальної і

мінімальної в'язкості, то для кормових і гнойових мас він коливається в межах від 1,5 до 2,0.

У загальному випадку в'язкість кормових і гнойових гідросумішів характеризується значеннями від 0,0034 до 20,4 Па·с, а напруга зрушення від 0,15 до 382,2 Па.

Клейкість, або адгезійні властивості гідросуміші, характеризує взаємодію останніх з матеріалом трубопроводів.

Адгезійні властивості кормових і гнойових мас, так само як і в'язкісні визначаються складом даного матеріалу, вологістю, температурою і іншими чинниками. Адгезія (клейкість) кормосумішей коливається в діапазоні 10...1300 Па, а гнойових мас - від 40 до 2000 Па.

У розрахунках чисельні значення адгезії не використовуються, проте по їх величині можна судити про силу прилипання гідросуміші.

Радіус розтікання рідких кормів і гнойових мас коливається в межах 0,18... 0,25 м і залежить від виду конструкційного матеріалу, адгезії і в'язкості.

5.1.3. Транспортуюча спроможність потоку

Транспортуюча спроможність потоку - це такий його стан, при якому він переміщує максимально можливу кількість матеріалу.

Рух неньютонівських рідин по трубах і лотках характеризується цілим рядом особливостей в порівнянні з рухом ньютонівських рідин.

Клас неньютонівських рідин - в'язко пластичних - звичайно називають *бінгемовською рідиною*, названою на честь американського вченого Бінгема.

До таких рідин належать суспензії і колоїдні розчини, що складаються з двох фаз, - твердої і рідкої, кормові і гнойові суміші.

Реологічні властивості бінгемовської рідини характеризуються в основному двома параметрами: початковою напругою зрушення і *бінгемовською*, або пластичною в'язкістю:

$$\mu_{nl} = \frac{(\tau - \tau_0)}{\frac{du}{dr}} \quad (5.7)$$

В деяких випадках при гідравлічних розрахунках користуються ефективною в'язкістю

$$\mu_E = \frac{\mu_{nl} + \tau_0}{\frac{du}{dr}} \quad (5.8)$$

Для початкового руху не ньютонівської рідини необхідно створити різницю тиску, відповідну виникаючій в рідині дотичній напрузі τ і її початковій напрузі зрушення τ_0 . Це пояснюється наявністю просторової решітки, коли рідина знаходиться у спокої. Надалі вся маса рідини відривається від стінок трубопроводу і рухається спочатку як одне ціле з однаковими швидкостями для всіх частинок, у міру збільшення різниці тиску зростає і швидкість руху рідини. У центральній частині поперечного перетину виникає так зване центральне ядро, і рідина знову продовжує рухатися як тверде тіло. Це так званий структурний режим руху. При підвищенні різниці тиску центральне ядро зменшується, а область ламінарного режиму збільшується, і при подальшому зростанні Δp структурний режим повністю перейде в ламінарний. Але ламінарний режим повністю не існує, оскільки ще за наявності центрального ядра зароджується турбулентний режим руху. Отже, структурний режим переходить безпосередньо в турбулентний.

Кількісна оцінка транспортуючої здатності потоку - критична швидкість. При критичній швидкості транспортування потік максимально насичений твердими частинками матеріалу і транспортуюча здатність потоку використовується повністю. Додатки матеріалів в такий потік призводять до випадання твердих частинок на дно.

Для знаходження значення критичної швидкості при русі гідросуміші в літературі запропоновано безліч емпіричних формул і залежностей, що різною мірою задовольняють практиці.

При практичних розрахунках частіше всього поступають таким чином. По формулі

$$V_{кр} = 1,25 \sqrt{\tau_0 / \rho g} \quad (5.9)$$

знаходять критичну швидкість і, порівнюючи її з середньою швидкістю потоку V , встановлюють характер режиму: при $V < V_{кр}$ – режим ламінарний, при $V > V_{кр}$ – режим турбулентний.

На закінчення слід зазначити, що режим руху неньютоновських рідин встановлюється по критичному значенню узагальненого числа Рейнольдса.

5.1.4. Напірний і безнапірний гідропневмотранспорт

Напірним гідропневмотранспортом називається такий транспорт, коли гідравлічна суміш переміщується під тиском. Переміщення гідросумішей може відбуватися в горизонтальній і вертикальній площинах по складній криволінійній траєкторії. Напірний гідропневмотранспорт ділиться на компресорний, насосно-компресорний, насосно-напірний і насосно – всмоктуючий.

Безнапірний рух здійснюється переважно по відкритих лотках і металевих жолобах під дією сил тяжіння.

У сільськогосподарському виробництві безнапірний гідропневмотранспорт, наприклад, застосовується при очищенні від гною тваринницьких приміщень. Гідравлічні безнапірні установки можна розділити на системи прямого змиву, рециркуляційні і самотичні.

До безнапірного пневмотранспорту відносяться аерожолоби, де за допомогою вентилятора створюється потік повітря, яке за допомогою спеціальної решітки прямує в шар зерна (або іншого сипкого матеріалу) і переводить останній в псевдо-зріджений стан. Транспортування сипкого матеріалу в цьому стані відбувається за рахунок сил тяжіння у бік нахилу аерожолоба.

Характеристика роботи напірного і безнапірного гідропневмотранспорту – критична швидкість.

Критичною швидкістю називається така швидкість руху гідросуміші, при якій велика частина твердої фази, що міститься в потоці, повністю переміщується, не осідаючи на дні трубопроводу. Для нормальної роботи напірного гідротранспорту необхідно, щоб швидкість руху суміші була рівна або дещо перевищувала критичну. Аналіз ряду емпіричних формул для визначення критичної швидкості показав, що вона залежить від гранулометричного складу гідросуміш, його гідравлічній великій, питомої ваги частинок і діаметру трубопроводів.

При проектуванні безнапірного гідротранспорту основний параметр – це нахил дна, який повинен забезпечити таку швидкість гідросуміші, щоб грубі частинки не випадали на дно (не замулювали).

Після визначення нахилу необхідно обчислити швидкість і порівняти її з критичної. Нахил лотка (жолоба) збільшують до отримання рівності $V_{кр} = V$.

5.1.5. Основні методи розрахунку гідротропневмотранспорту

Основні розрахункові параметри гідротропневмотранспортної системи – діаметр труб, товщина стінки і їх матеріал. У безпосередньому зв'язку з діаметром труб знаходяться втрати тиску (напору).

Діаметр трубопроводу для транспортування гідросуміші знаходиться з рівняння нерозривності потоку

$$Q = \omega \cdot V = \text{const} \quad (5.10)$$

Середня швидкість транспортування суміші визначається техніко-економічними розрахунками з умови $V_k < V < 2$ м/с,

де $V_k = 0,6 \dots 0,8$ м/с - швидкість самоочищення труб.

По знайденому значенню діаметру вибирається стандартний діаметр трубопроводу, уточнюється швидкість руху гідросуміші і робиться перевірка виконання умови ($V_k < V < 2$ м/с)

По критерію Рейнольдса визначають режим руху рідини.

Критерій Рейнольдса для бінгемовських рідин може бути знайдений за формулою

$$R_e^* = \frac{R_e}{1 + 1/6(\tau_0 d / \mu V)} = \frac{R_e}{1 + 1/6 \text{sen}} \quad (5.11)$$

де $\text{sen} = \tau_0 d / \mu V$ - критерій Сен-Венона (Ільюшина) - характеристика пластичних властивостей рідини для кормових сумішей.

$$R_e^* = \frac{I}{\frac{\mu}{V d \rho} + \frac{\tau}{6 V^2 \rho}} \quad (5.12)$$

Якщо $Re^* < 1500 \dots 5000$, то має місце перехідний режим руху. І в цьому випадку діаметр труби і швидкість вибрані правильно.

Якщо $Re^* > 1500 \dots 5000$, то режим руху турбулентний і в трубопроводі матимуть місце надмірно великі втрати тиску. Тому необхідно збільшити діаметр і зменшити швидкість руху гідросуміші в трубопроводі.

При вологості кормових і гнойових мас понад 95% можна застосовувати турбулентний режим. І розрахунок ведуть по тих же закономірностях, як і для води.

При розрахунку втрат тиску керуються наступним: режим руху кормових сумішей - структурно-гідравлічні опори при транспортуванні кормових сумішей пропорційні об'ємній витраті

або швидкості; при однаковій об'ємній витраті втрати тиску зростають із зменшенням діаметру трубопроводу; збільшення втрат тиску випереджає зменшення площі поперечного перетину трубопроводу; зниження вартості трубопроводу (за рахунок зменшення діаметру) викликає підвищення втрат тиску.

Втрати тиску (напору) в основному залежать від структурної в'язкості і граничної напруги зрушення

Гідравлічний розрахунок гідротропневмотранспорту проводять по спрощеній формулі Букингема

$$i = \frac{16\tau_0}{3\gamma d} + \frac{32\nu\eta}{\gamma d^2} \quad (5.13)$$

де i - гідравлічний нахил; τ_0 - початкова напруга зрушення; η - структурна в'язкість; ν - середня швидкість гідросуміші, м/с.

$$\tau_0 = \frac{3id\rho g}{16}; \eta = \frac{d^2\rho g}{32\nu}(i - i_0) \quad (5.14)$$

де i - початковий гідравлічний нахил, відповідний нульовій швидкості. Втрати тиску можна знати за методикою Дарсі - Вейсбаха на підставі формул

$$\Delta P_{\text{дл}} = \frac{\lambda l}{d} \cdot \frac{\nu^2}{2} \rho; \lambda = 64 / R^*_e \quad (5.15)$$

Місцеві втрати тиску рекомендується розраховувати, як втрати на деякій додатковій ділянці основного трубопроводу

$$l_{\text{э}} = (\xi / \lambda) D \quad (5.16)$$

де D -діаметр трубопроводу, мм.

Втрати тиску на підйом гідросуміші знаходять за формулою

$$\Delta P_n = R \frac{\rho_{\text{э}}}{\rho_0} \quad (5.17)$$

де $\rho_{\text{э}}$ - густина гідросуміші, кг/м³; ρ_0 - густина рідкої складової (води), кг/м³.

Витрата рідини при структурному режимі може бути знайдена по спрощеній формулі Букингема

$$Q = \frac{\pi r^4}{8\mu L} \left(\Delta p - \frac{4}{3} \Delta p_0 \right) \quad (5.18)$$

де r - радіус трубопроводу, мм; Δp - прикладена різниця тиску, Па; Δp_0 - різниця тиску, відповідна початку руху рідини ($\Delta p_0 = p_1 - p_2 = 4\tau_0 l/d$), Па; L - довжина об'єму рідини усередині труби, мм; l - довжина трубопроводу, м.

Тиск, який необхідно створити на початку трубопроводу, щоб забезпечити задану подачу гідротропневмотранспортної установки, обчислюють по залежності

$$P_{н.у.} = (\Delta_k - \Delta_n) \rho g + \Delta p \quad (5.19)$$

де Δ_k, Δ_n - відповідно відмітки центрів тяжіння початкового і кінцевого перетину трубопроводу; Δp - загальні втрати тиску в гідромережі, Па.

В практиці проектування склалися наступні практичні методи розрахунку гідротранспорту:

засновані на дослідних даних, які характеризуються інтегральними кривими, або табличними даними;

на підставі порівняння інтегральних характеристик води і гідросуміш;

по емпіричним формулам, одержаних на базі узагальнення матеріалів по дослідженню гідротранспорту;

засновані на теоретичних передумовах про закономірності руху гідросуміші.

5.2. Меліорація і механізація зрошення

Термін “*меліорація*” (від лат. *melioratio*) означає покращення. **Гідромеліорація** належить до сільськогосподарських меліорацій і призначена для регулювання (покращення) водно-повітряного режиму ґрунтів з метою високоефективного використання земель. Таким чином, гідромеліорація – це водна меліорація і, впливаючи в основному на водний режим ґрунту, вона впливає на його повітряний, тепловий, мікробіологічний режим і в кінцевому рахунку на родючість ґрунтів. Покращення водно-повітряного режиму ґрунтів, тобто гідромеліорація, здійснюється двома способами (двома її видами) – зрошенням і осушенням земель.

5.2.1. Зрошувальні меліорації

5.2.1.1. Загальні відомості

Зрошення сільськогосподарських культур – це штучне поповнення недостатчі природної вологи в ґрунтах для забезпечення високих і сталих врожаїв сільськогосподарських культур. Застосовується зрошення на територіях, де середня багаторічна кількість опадів не перевищує 400 мм на рік, тобто в зоні

недостатнього та нестійкого природного зволоження. Зрошення сільськогосподарських культур характеризується режимом зрошення.

Режим зрошення – це строки і норми поливів сільськогосподарських культур.

Основними технічними показниками зрошення є зрошувальна та поливна норми.

Зрошувальна норма M , $\text{м}^3/\text{га}$, – кількість зрошувальної води, яка подається на один зрошуваний гектар за весь період поливу (вегетації) сільськогосподарських культур, і виразити її можна такою залежністю:

$$M = m \cdot n, \quad (5.20)$$

де m – поливна норма, $\text{м}^3/\text{га}$; n – кількість поливів за весь період зрошення ($n = 2 \dots 5$).

Зрошувальна норма складає від 2,5 до 25 тис. $\text{м}^3/\text{га}$, останнє число – це зрошувальна норма для рису.

Полівна норма m , $\text{м}^3/\text{га}$, – це кількість зрошувальної води, яка подається на один зрошуваний гектар за один полив. Її можна визначити за залежністю

$$m = 100H\alpha(\gamma_0 - \gamma_1), \quad (5.21)$$

де H – активний шар ґрунту, тобто глибина розповсюдження кореневої системи і, отже, глибина, на яку слід промочити ґрунт, м. Глибина промочування для більшості сільськогосподарських культур складає 0,25...0,8 м; α – середня щільність активного шару ґрунту, $\text{т}/\text{м}^3$; γ_0 – оптимальна вологість активного шару ґрунту, у процентах від маси сухого ґрунту, відповідає 90...100% найменшої вологоємності; γ_1 – вологість активного шару ґрунту перед поливом, у процентах від маси сухого ґрунту. Величина поливних норм коливається в межах 400...1200 $\text{м}^3/\text{га}$.

Строки поливів встановлюються декількома методами: у відповідності з фазами росту й розвитку рослин; на підставі візуальних спостережень за станом ґрунту й зовнішнього вигляду рослин; на підставі даних дорадчої системи. Останній метод є найбільш досконалими і полягає у тому, що строк і норма чергового поливу встановлюються за даними електронно-обчислювальної машини (ЕОМ), для чого в неї вводяться відомості про фактичний стан вологості ґрунту на певну дату, фактичні та прогнозні дані про стан природних опадів, а також дані про фази росту й розвитку рослин.

Як приклад – для озимих кількість поливів складає 2...4, і проводяться вони у фазах початку трубкування, виколошування й

наливу зерна.

Найбільш розповсюдженими способами поливу сільськогосподарських культур є дощування і поверхневий полив, менш розповсюдженими є внутрішньогрунтове, краплинне та дрібнодисперсне.

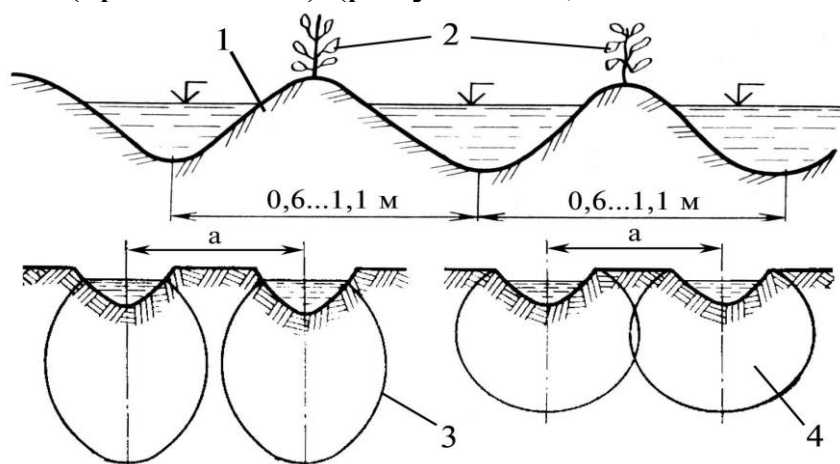
Дощування – це спосіб поливу, при якому зрошувальна вода розосереджується по полю у вигляді штучного дощу. Здійснюється воно за допомогою дощувальних установок та дощувальних машин (ДМ).

Застосовується дощування для поливу всіх сільськогосподарських культур. Цей спосіб поливу має ряд переваг, а також і недоліків. Позитивним у цьому способі є високий рівень механізації й навіть автоматизації поливів, можливість застосування його на площах без обмеження похилу поверхні поля і багато інших переваг. Та все ж цей спосіб має й недоліки – це, по-перше, велика енергоємність його, руйнування структури поверхневого шару ґрунту з утворенням ґрунтової корки по всій поверхні зрошуваного поля, втрати води на випарювання в повітрі з дощової хмари (до 18...20%) та ін.

Поверхневий полив – це спосіб поливу, при якому зрошувальна вода розосереджується по полю по поливних борознах або смугах. Це стародавній спосіб поливу, хоча він малорозповсюджений.

Полівні борозни – це V-подібні вирізи в ґрунті, рухаючись по яких, поливна вода всмоктується в ґрунт.

Застосовується такий полив для просапних культур, у міжряддях яких борозни нарізаються культиваторами, обладнаними борознорізами (аричниками) (рисунк 5.2).



1 – поливна борозна; 2 – рослини; 3 – контур зволоження на легких ґрунтах; 4 – контур зволоження на середніх і важких ґрунтах

Рисунок 5.2 - Схема поливних борозен та контурів зволоження ґрунту при поливі

Полив по борознах застосовується на ділянках з похилом 0,02...0,03. Перевагою цього виду поливу є те, що під шаром води знаходиться тільки 20...30% поверхні ґрунту, а решта залишається в пухкому стані. Недолік поливу по борознах – він майже не механізований.

Поливні смуги – це смуги, зроблені вздовж посівів шляхом обмеження їх з двох сторін земляними валиками, які нагортаються одночасно з посівом сільськогосподарських культур.

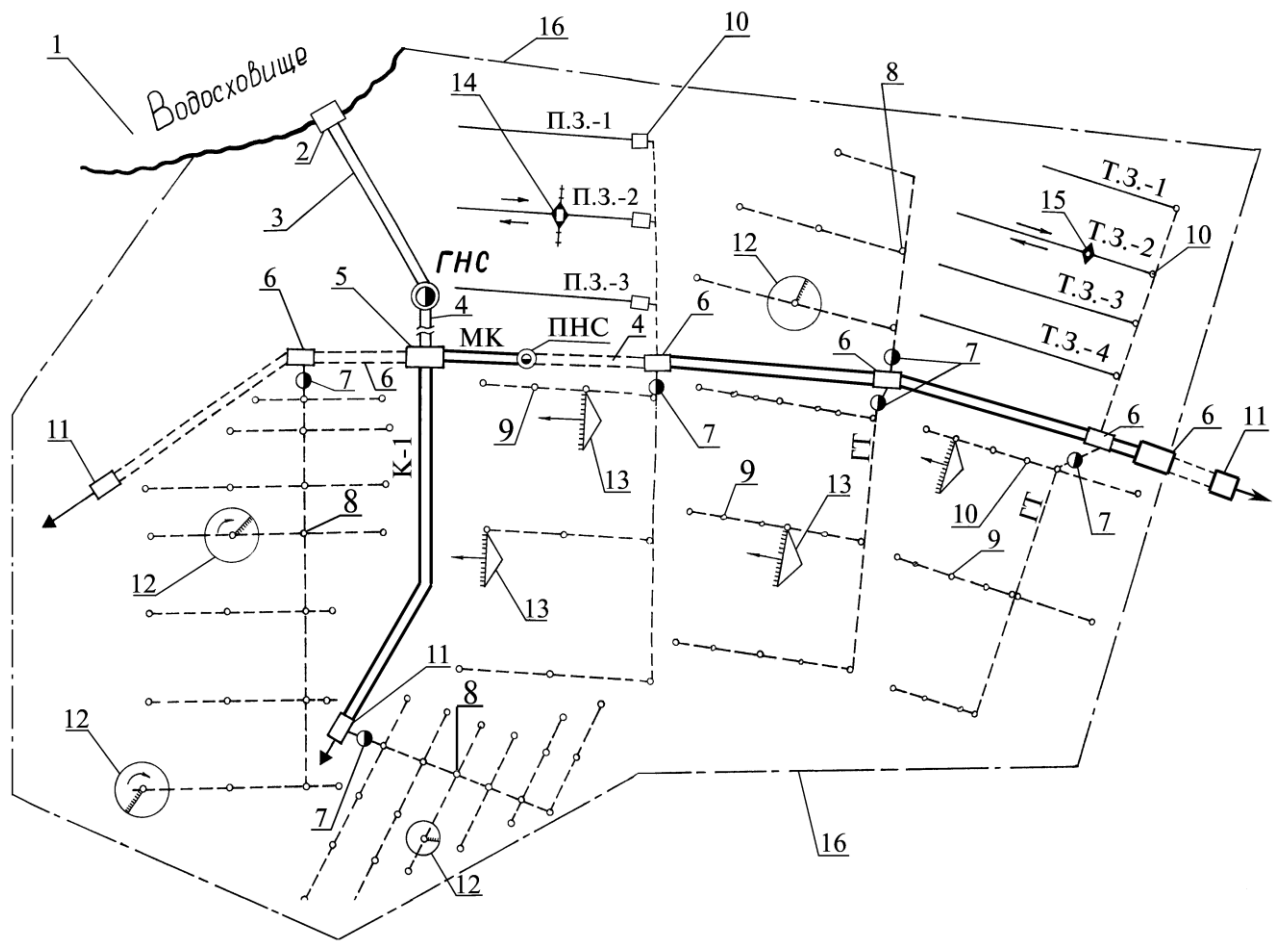
Таким чином, цей вид поливу застосовується для культур суцільного посіву (зернових). Полив здійснюється шляхом напуску води в смуги з тимчасових зрошувачів.

Здійснюється зрошення за допомогою зрошувальних систем.

5.2.1.2. Зрошувальна система та її елементи

Зрошувальна система – це водогосподарське підприємство, яке складається з водозабірної споруди, магістральних і внутрішньогосподарських каналів чи трубопроводів, гідротехнічних споруд, насосних станцій, водорозподільної мережі, засобів поливу сільськогосподарських культур та експлуатаційних ділянок з експлуатаційним персоналом на чолі з управлінням зрошувальної системи. Підпорядковані зрошувальні системи Державному комітету України з питань водного господарства і меліорації та обласним управлінням з цих питань. Прикладами зрошувальних систем є Каховська зрошувальна система, розташована в Херсонській та Запорізькій областях, Північнорогачицька зрошувальна система, яка охоплює Михайлівський, Веселівський і Василівський райони Запорізької області. Зрозуміло, що вищесказане стосується великих державних систем. Поряд з цим у багатьох господарствах є локальні зрошувальні системи, або ділянки, які є відділеннями цих господарств.

Завданням зрошувальних систем є надійне забезпечення водою зрошуваних земель. Для забезпечення цього у функції зрошувальних систем чи ділянок входить забір води з джерела, її транспортування (подача) і розподіл по зрошуваних масивах (рис. 5.3).



1 – джерело води (водосховище чи річка); 2 – водозабірна споруда; 3 – водопідвідний канал або трубопровід; 4 – напірний трубопровід; 5 – приймальний (напірний) басейн; 6 – регулюючий басейн; 7 – насосна станція підкачки (НСП); 8 – оглядові колодязі з засувками; 9 – гідранти; 10 – водовипуски у відкриті канали чи тимчасові зрошувачі; 11 – кінцеві водоскиди; 12 – дощувальні машини “Фрегат”; 13 – дощувальні машини “Дніпро”; 14 – дощувальні машини “Кубань”; 15 – дощувальні машини ДДА-100 МА; 16 – межі валової площі зрошувальної системи; ГНС – головна насосна станція; МК – магістральний канал; К-1 – відкритий польовий канал; П.З.-1 і т. д. – постійні зрошувачі для ДМ “Кубань”; Т.З.-1 і т. д. – тимчасові зрошувачі для дощувальних машин ДДА-100 МА; ПНС – перекачуюча насосна станція

Рисунок 5.3 - Схема зрошувальної системи

Аналізуючи схему зрошувальної системи (рис. 5.3), слід відзначити, що джерелом води для зрошення в більшості випадків є поверхневі води. Тобто води річок. Для забирання їх у береговій зоні улаштовується водозабірна споруда 2 у вигляді залізобетонного оголовка або затвора, яка забезпечує управління надходженням води до насосної станції та її очищення. Забирається вода із джерела і подається в систему головною насосною станцією (ГНС). Спочатку вода надходить у напірний басейн 5, звідки по магістральному каналу (МК) надходить до відкритих господарських каналів та насосних станцій підкачки (НСП), останні подають воду до дощувальної техніки (дощувальних машин (ДМ)). Дощувальними машинами “Фрегат” і “Дніпро” вода з підземних трубопроводів забирається через гідранти, тобто стояки зі сталевих труб, які постають над поверхнею землі.

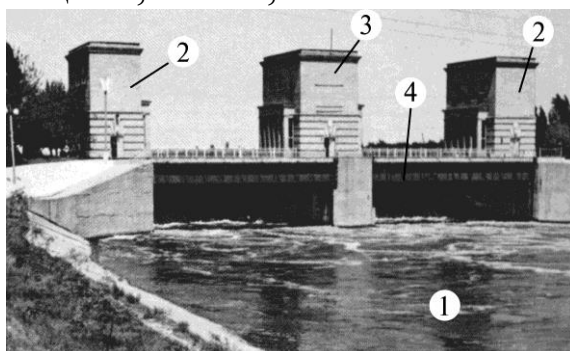
Машини “Кубань” та ДДА-100 МА забирають воду з відкритих каналів – зрошувачів. Для управління роботою системи на ній робляться, у випадку закритої мережі, засувки, а на відкритих каналах – гідротехнічні затвори. Показана на рисунку 5.3 ПНС (перекачуюча насосна станція) призначена для підняття води на більш високі відмітки поверхні землі й робиться на магістральних або великих міжгосподарських каналах.

У випадках невеликих зрошувальних ділянок внутрішньогосподарського значення вода забирається невеликими насосними станціями чи установками і подається по каналах чи трубопроводах на зрошувані поля.

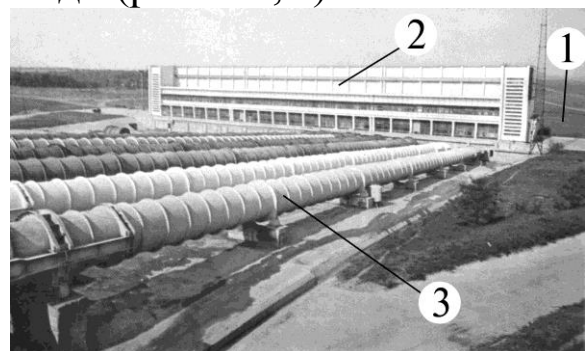
Джерела води, водозабірні споруди та магістральні канали (трубопроводи). Основним джерелом води для зрошення є поверхневі води – води струмків, річок і т. ін. Все ж для зрошення невеликих ділянок застосовуються і підземні води. Джерело води повинно бути надійним, а мінералізація її не повинна перевищувати 1...12 г/л.

Забір води для зрошення з поверхневих джерел здійснюється двома способами – самотічним і механізованим.

Самотічним способом вода здебільшого забирається з водосховищ за умови, якщо це дозволяють відмітки відповідних рівнів води у водосховищі, тобто якщо рівні води забезпечують керування над рівнем води у відповідному магістральному каналі. Водозабірною спорудою у цьому випадку, як правило, виступають затвори, основним конструктивним елементом яких є берегові стояки, бики (опорна частина) та засоби перекриття отворів – плоскі щити, балки, сегменти та інші види (рис. 5.4, а).



а



б

а – головна самотічна водозабірна споруда Північно-Кримського магканалу (вид з боку Каховського водосховища): 1 – джерело води (Каховське водосховище); 2 – берегові стояки; 3 – бик (проміжний стояк); 4 – плоский щит; б – вузол головної насосної станції (ГНС) Каховської зрошувальної системи (механізований водозабір): 1 – джерело води (Каховське водосховище), нижній б'єф; 2 – будівля ГНС; 3 – напірні трубопроводи

Рисунок 5.4 - Водозабірні вузли самотічного й механізованого водозаборів

При механізованому водозаборі вода з джерела забирається за допомогою насосної станції або насосної установки.

На рисунку 5.4, б показаний вузол механізованого водозабору.

Магістральні канали – це відкриті штучні русла (водоводи) з трапецеїдальною формою поперечного перерізу, призначені для транспортування води від джерела до місць її відбору безпосередньо на зрошення.

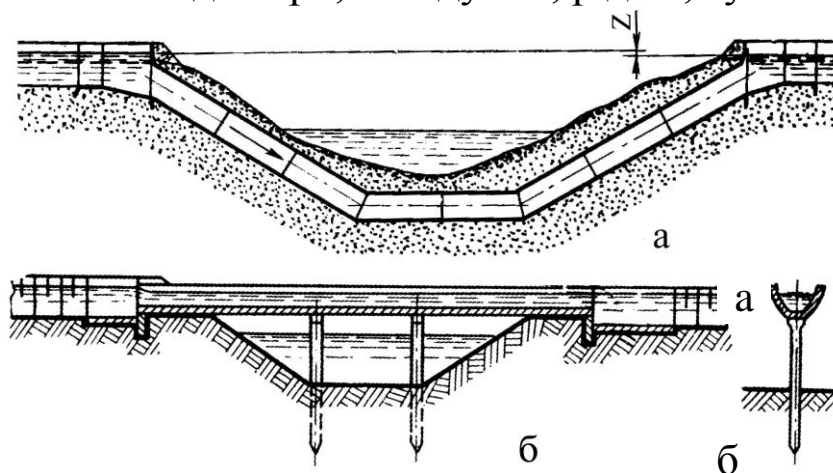
У багатьох випадках вода насосною станцією подається в магістральний трубопровід (МТ), з якого потім і розподіляється між господарствами чи зрошуваними ділянками. Улаштовуються МТ переважно із залізобетонних або сталених труб діаметром від 500 мм і більше.

Міжгосподарська, внутрішньогосподарська та зрошувальна розподільча мережа. Міжгосподарська мережа – це канали, трубопроводи чи лотки, якими вода з магістральних водоводів подається в господарства. Міжгосподарські канали мають трапецеїдальну форму поперечного перерізу, наприклад міжгосподарський розподільувач Р-8 (Р – розподільувач, 8 – номер розподільувача за загальним рахунком вздовж магканалу). Проектування та гідравлічний розрахунок каналів і трубопроводів зрошувальних систем. При проектуванні мережі відкритих каналів слід дотримуватися таких вимог: старші канали повинні керувати молодшими, а молодші (при поверхневому поливі) – зрошуваною площею. Канали слід розташувати по найвищих точках зрошуваної території. Канали слід проектувати на витрату води, яка б забезпечила безперебійний і стійкий полив усіх прилеглих до нього зрошуваних земель. При проектуванні трубопроводів передбачають глибину їх закладення в ґрунті не менше 0,8 м. При гідравлічному розрахунку трубопроводів швидкість води в трубопроводах приймається 1,2...1,8 м/с, але не менше незамулюючої, яка дорівнює 0,8 м/с.

Гідротехнічні споруди на зрошувальних каналах. Це пристрої (споруди), призначені для забезпечення транспортування води через природні чи штучні перешкоди, а також для забезпечення управління роботою зрошувальної мережі.

Вони поділяються на провідні, сполучальні, скидні та регулюючі (підпірні). Провідні споруди призначені для транспортування води через природні перешкоди (балки, річки та

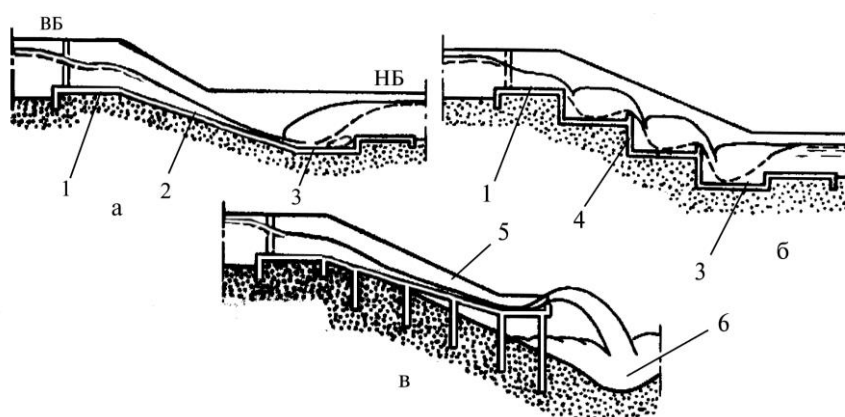
ін.). До них належать дюкери, акведуки і, рідше, тунелі (рис. 5.5).



а – дюкер; б – акведук; Z – перепад рівнів води перед дюкером і після нього

Рисунок 5.5 - Схеми провідних споруд

Як видно з рисунку 5.5, дюкер – це труба, а акведук – це відкритий лоток, як правило, залізобетонний. Сполучальні споруди призначені для переведення потоку води на нижчі відмітки на відносно короткій ділянці. До них належать бистротоки, ступеневі перепади і консольні скиди (рис. 5.6).



а – бистротік; б – ступеневий перепад; в – консольний скид; 1 – вхідний оголовок; 2 – бистротік; 3 – водобійний колодязь; 4 – ступені перепаду; 5 – консоль скиду; 6 – вирва розливу

Рисунок 5.6 - Схеми сполучальних споруд

Сполучальні споруди улаштовуються на каналах з великим похилом дна, при якому виникають недопустимо великі швидкості води. У цьому випадку канал ділиться на ділянки з допустимим похилом, а на межі цих ділянок будуються сполучальні споруди.

Скидні споруди призначені для спорожнення каналів та скидання з них зайвої води (рис. 5.6, в).

Регулюючі (підпірні) споруди призначені для регулювання витрат води та її рівнів у каналах. Здебільшого це стінки з отворами, які перекриваються щитом.

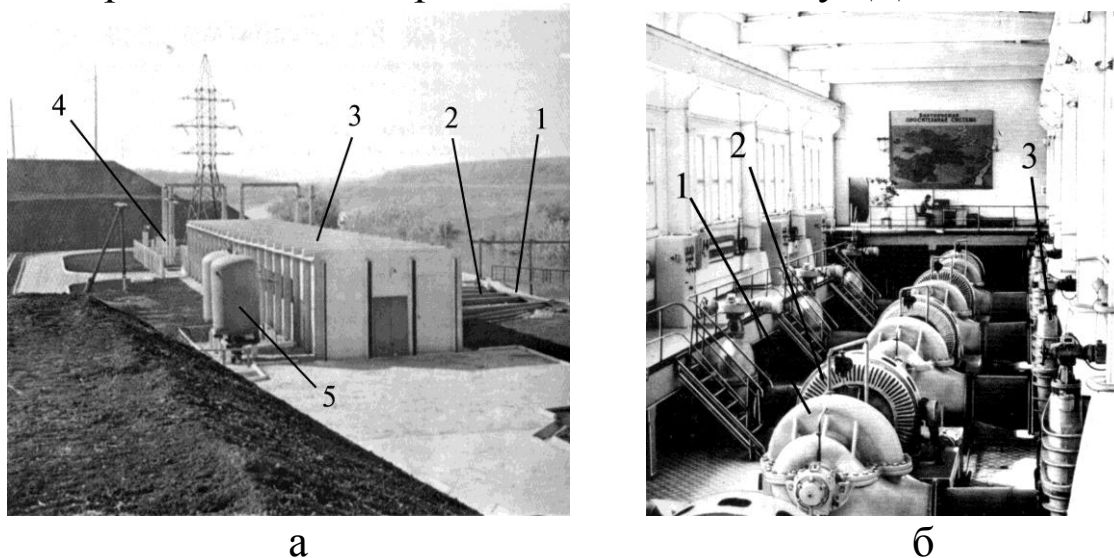
Зрошувальні насосні станції. Насосні станції на зрошувальних системах, як уже відзначалося, поділяються на головні насосні станції (ГНС), перекачуючі (ПНС) і насосні станції підкачки (НСП).

ГНС призначаються для забору води з джерела і підняття її в напірний басейн, з якого вона надходить у магістральний канал.

Можливі варіанти, коли вода ГНС подається в магістральний трубопровід. Великі головні насосні станції комплектуються в основному осьовими насосами, менші – відцентровими.

Перекачуючі насосні станції (ПНС) призначені для підняття води з нижчих відміток до вищих на тому ж каналі. Приклади ПНС – насосна станція на Приазовському магіканалі (у районі сіл Аннівка та Тернівка Якимівського району Запорізької області), насосна станція № 7 на Красногвардійській гілці Північно-Кримського каналу.

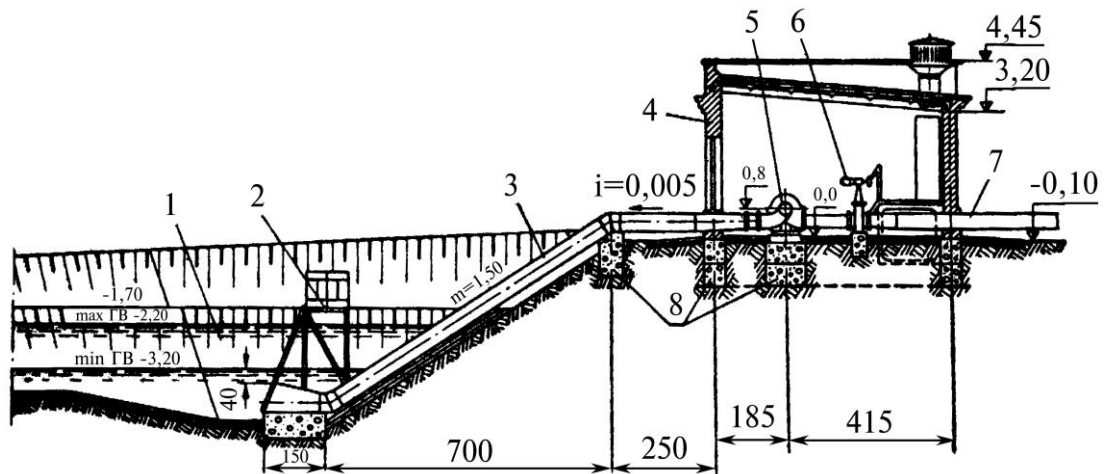
Комплектуються ці насосні станції також переважно осьовими насосами. Насосні станції підкачки (НСП) (рис. 5.7) є останнім ступенем у ланцюгу подачі води і призначені для її подачі безпосередньо на зрошувані поля. Комплектуються такі насосні станції переважно відцентровими насосами типу “Д”.



а – загальний вигляд насосної станції підкачки НСП (Північно-Рогачицька зрошувальна система, Веселівський р-н Запорізької обл.): 1 – приймальна частина (оголовки, сміттєзатримуючі касети та ін.), 2 – усмоктувальні трубопроводи, 3 – будівля насосної станції, 4 – трансформаторна підстанція, 5 – система запобігання гідроударам; б – машинний зал насосної станції: 1 – відцентрові насоси типу “Д”; 2 – електродвигуни; 3 – засувки з електроприводом

Рисунок 5.7. - Насосна станція підкачки (НСП)

На рисунку 5.8 наведений поздовжній розріз зрошувальної насосної станції.



1 – аванкамера (ківш); 2 – службовий місток; 3 – усмоктувальний трубопровід; 4 – будівля насосної станції; 5 – насос (тип “Д”); 6 – засувка; 7 – напірний трубопровід; 8 – фундаменти

Рисунок 5.8 - Поздовжній розріз зрошувальної насосної станції

Для подачі води при зрошенні порівняно невеликих або тимчасово зрошуваних ділянок застосовуються пересувні (на колісному ході або на рамі-санях) насосні станції.

При проектуванні зрошувальних насосних станцій їхні технічні показники (подача й напір) визначаються таким чином.

Подача зрошувальної насосної станції визначається з міркувань, що на зрошуваній ділянці одночасно можуть працювати 75...80% дощувальних машин від їхньої загальної кількості на цій ділянці і визначається за формулою

$$Q_{\text{н ст}} = (0,75 \dots 0,8) qn, \quad (5.22)$$

де q – витрата води однією дощувальною машиною; n – кількість дощувальних машин на зрошуваній ділянці.

Напір насосної станції визначається за формулою

$$H = H_{\text{віль}} + H_{\text{г}} + h_{\text{в}}, \quad (5.23)$$

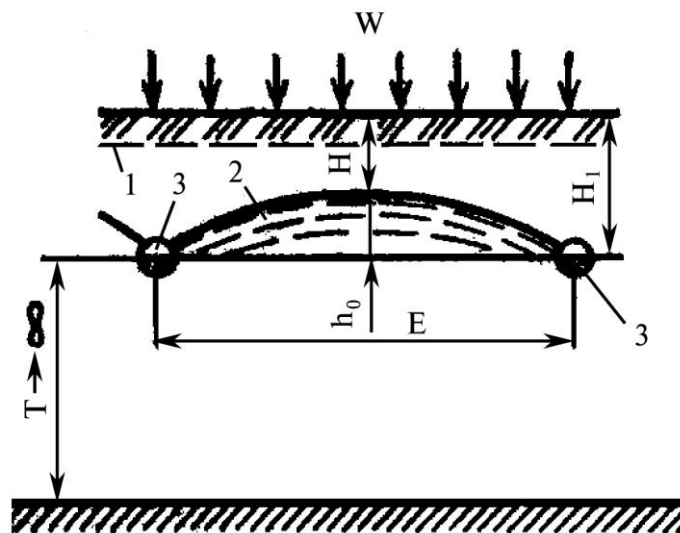
де $H_{\text{віль}}$ – вільний напір на гідранті чи водовипуску; $H_{\text{г}}$ – геометрична висота підняття води; $h_{\text{в}}$ – втрати напору в трубопроводі.

Дренаж на зрошуваних землях. Застосовується у випадках, коли рівень мінералізованих ґрунтових вод розташований вище критичної глибини.

Критичною називається глибина залягання ґрунтових вод, з якої вони можуть підніматися на поверхню землі за рахунок капілярного підняття і випаровуватися, викликаючи засолення ґрунтів.

Отже, для пониження рівня ґрунтових вод, як у вищезазваному випадку, і застосовується дренаж. Дренаж – це система трубопроводів (дрен, колекторів або свердловин), по яких

ґрунтові води відводяться з певної території з подальшим транспортуванням їх у природні водотоки. Дренаж буває двох видів – горизонтальний і вертикальний. Горизонтальний дренаж улаштовується у вигляді мережі горизонтальних трубопроводів або відкритих дрен. Вертикальний дренаж улаштовується у вигляді свердловин, з яких вода відкачується насосами і транспортується в природні водотоки. Дрени – це горизонтальні збирачі ґрунтової води, і робляться вони з гончарних або азбестоцементних перфорованих (тобто з просвердленими отворами) труб діаметром 50...200 мм (рис. 5.9). Вода в дрени надходить через щілини (0,5...1 мм) між сусідніми гончарними трубками або через отвори, якщо труби азбестоцементні. Для запобігання замулюванню труби обмотують склотканиною або скловатою. Вода в дренах рухається в безнапірному режимі за рахунок похилу дрен. Похил дрен складає 0,0005...0,002. Відстань між дренами – 200...550 м.



1 – рівень ґрунтових вод до побудови дренажу; 2 – депресійна крива ґрунтових вод при дренажі; 3 – горизонтальні дрени; Н – критична глибина ґрунтових вод; Т – відстань від дренажа до водотриву; W – інфільтрація; Е – відстань між дренами

Рисунок 5.9 - Схема пониження рівня ґрунтових вод горизонтальним дренажем

Колектори – це трубопроводи, якими вода збирається з дрен і транспортується до природного водотоку або до дренажної насосної станції (ДНС), якою вона перекачується також у природний водотік.

Елементи експлуатації зрошувальних систем. Використання зрошувальних систем здійснюється експлуатаційним персоналом відповідних організацій. Завданням експлуатації зрошувальних систем є забезпечення їхньої надійної роботи та недопущення негативного впливу зрошення на навколишнє середовище.

Державні зрошувальні системи експлуатуються організаціями

Держкомітету України з питань водного господарства та меліорації. Зрошувальні ділянки господарств експлуатуються експлуатаційним персоналом, який входить до складу цих господарств.

Основним питанням експлуатації зрошувальних систем є реалізація планів водокористування, якими визначаються об'єми забору води з джерела і календарний розподіл її в самих господарствах і між господарствами-водоспоживачами. Планування водокористування розпочинається з господарств. Поливи сільськогосподарських культур здійснюються згідно з оперативним графіком поливів.

Другим важливим питанням експлуатації зрошувальних систем є забезпечення поточних, капітальних і аварійних ремонтів. При використанні зрошувальних систем періодично проводиться очистка каналів і гідротехнічних споруд.

Гідромеханічне обладнання насосних станцій, поливна техніка й інше обладнання експлуатуються згідно з інструкціями заводів-виготовлювачів, з урахуванням конкретних умов використання цього обладнання.

Техніко-економічні показники зрошувальних систем. Основними технічними показниками, які характеризують зрошувальну систему, є такі.

Валова площа системи F , га, – це площа, у межах якої розташована (діє) зрошувальна система. Наприклад, валова площа Каховської зрошувальної системи, при повному завершенні її будівництва, повинна скласти біля 1 млн га.

Площа бруutto $F_{\text{бр}}$, га, – це площа, яка включає, крім зрошуваної площі, території, зайняті дорогами, лісосмугами, каналами та ін.

Площа нетто $F_{\text{нт}}$, га, – це тільки зрошувана площа.

Коефіцієнт земельного використання КЗВ – це відношення площі нетто $F_{\text{нт}}$ до площі бруutto $F_{\text{бр}}$, тобто $\text{КЗВ} = F_{\text{нт}}/F_{\text{бр}}$.

Коефіцієнт корисної дії ККД – це відношення корисно використаної води $W_{\text{кор}}$ до об'єму її, який забирається в систему W_o , тобто $\text{ККД} = W_{\text{кор}}/W_o$. Капіталовкладення K , грн., – це вартість будівництва системи. Визначається кошторисом і включає вартість усіх матеріалів та робіт по будівництву системи. Вартість одного гектара зрошення B_z , грн/га, – це капіталовкладення K , поділені на площу нетто $F_{\text{нт}}$, тобто $B_z = K/F_{\text{нт}}$.

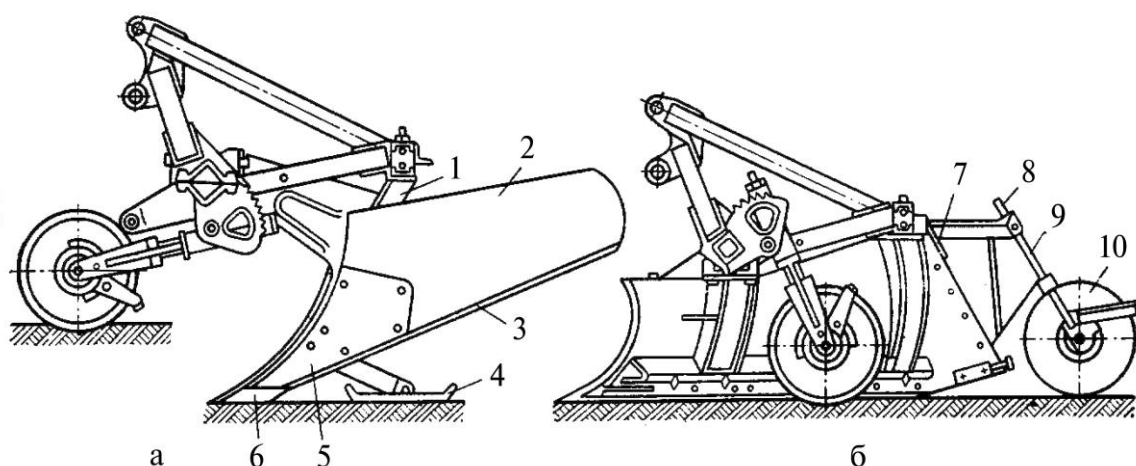
Крім названих, є ще ряд інших техніко-економічних показників зрошувальних систем, які через обмежені можливості

тут не розглядаються детально, – це річні експлуатаційні затрати, собівартість одного кубічного метра води, встановлена потужність гідросилового обладнання та ін.

5.2.1.3. Механізація зрошення (поливів)

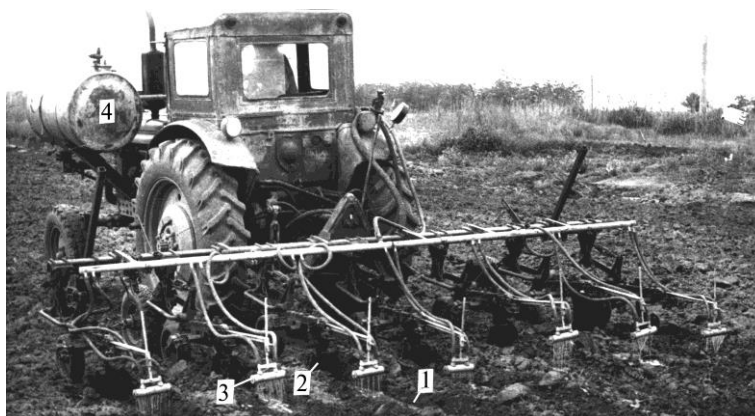
Механізація поверхневих поливів. Насамперед слід відзначити, що поверхневий полив відносно мало механізований, що і є певним стримуючим фактором щодо його розповсюдження.

При поверхневому поливі тимчасові зрошувачі, якими вода подається до поливних борозен, нарізаються та зарівнюються каналокопачами-зарівнювачами КЗУ-0,3 (рис. 5.10), а поливні борозни нарізаються культиваторами-рослинопідживлювачами навісними КРН-4,2, де 4,2 – ширина захвату, м (рис. 5.11).



а – з каналокопачем, б – із зарівнювачем каналів: 1 – стійка; 2 – відвал; 3 – ніж; 4 – опорна лижа; 5 – груди; 6 – леміш; 7 – розрівнююча дошка; 8 – стійка котка; 9 – втулка; 10 – коток

Рисунок 5.10 - Універсальний каналокопач-зарівнювач (КЗУ-0,3)

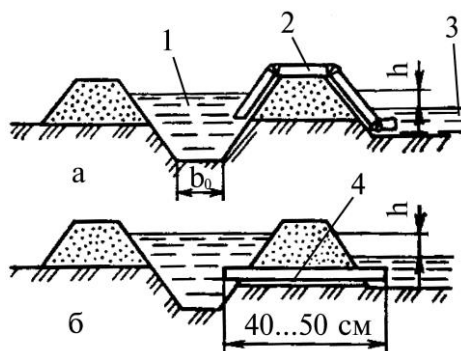


1 – поливна борозна; 2 – борозновик (борозноутворювач); 3 – реконструйований розпилювач мінеральних добрив; 4 – бак підкормлювача-обприскувача універсального (ПОУ)

Рисунок 5.11 - Нарізка поливних борозен культиватором КРН-4,2 з внесенням розчину мінеральних добрив

При поливі по борознах (для подачі води в борозни)

застосовуються засоби “малої механізації” – сифони чи трубки (рис. 5.12). Для механізованої подачі води в поливні борозни застосовуються поливні пересувні агрегати ППА-165У, де 165 – орієнтовна подача води, л/с.



а – за допомогою переносних сифонів: 1 – тимчасовий зрошувач; 2 – переносний сифон; 3 – поливна борозна; h – напір; b_0 – ширина тимчасового зрошувача по дну; б – за допомогою водовипускних трубок: 4 – поливна трубка

Рисунок 5.12 - Подача води в поливні борозни сифонами і трубками

Агрегат ППА-165 У забирає воду з тимчасового зрошувача за допомогою насоса, навішеного на ньому ж, а розосереджує її по поливних борознах шлангом, в якому через 0,6 або 0,9 м зроблені отвори, через які вода й надходить безпосередньо в борозни. Існують і інші засоби механізації як борозенного поливу, так і поливу по смугах (рис. 5.13).



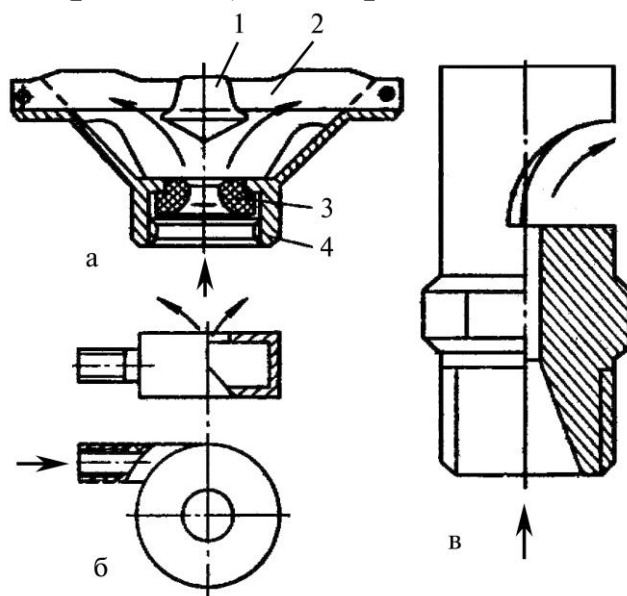
Рисунок 5.13 - Полив з подачею води в борозни за допомогою гнучкого трубопроводу

Механізація поливу дощуванням. Полив дощуванням здійснюється за допомогою спеціальних машин, які називаються дощувальними (ДМ), або стаціонарних установок. Слід відзначити, що цей спосіб поливу повністю механізований, що і є однією з найважливіших підстав для його широкого застосування.

Дощувальні установки і дощувальні машини певним чином

класифікуються. За характером руху (роботи) вони поділяються на машини фронтальної дії: ДДА-100 МА, “Дніпро”, “Кубань”, “Волжанка” та ін. – і машини обертової дії – “Фрегат”. За шириною смуги поливу вони поділяються на широкозахватні: “Дніпро”, “Кубань”, “Фрегат”, “Волжанка” – та вузькозахватні: ДДА-100 МА, ДДН-70 і ДДН-100. За конструкцією машини вони поділяються на самохідні: “Дніпро”, “Кубань”, “Фрегат”, “Волжанка” – та навісні: ДДА-100 МА, ДДН-70 і ДДН-100. Залежно від дальності польоту струмینی води дощувальні машини поділяються на короткострумінні – з дальністю польоту струмینی до 10 м – ДДА-100 МА, середньострумінні – з дальністю польоту струмینی 20...25 м: “Дніпро”, “Кубань”, “Фрегат”, “Волжанка”, розбірно-переносні установки типу КІ-50 та ін. – і далекострумінні – з дальністю польоту струмینی більше 40...70 м: ДДН-70 та ДДН-100. За технологією поливу вони поділяються на позиційні: “Дніпро”, ДДН-70, ДДН-100 – і такі, що поливають у русі: “Фрегат”, “Кубань”, ДДА-100 МА. Є й інші види класифікації дощувальних машин, установок та систем.

Будь-яка дощувальна машина чи установка являє собою водопровідний трубопровід (водопровідний пояс), обладнаний дощеутворювачами, а в дощувальних машинах – і засобом пересування. Отже, водопровідний пояс робиться з тонкостінних сталевих або алюмінієвих труб (діаметр буде названий при розгляді конструкції окремих машин). Дощеутворювачі поділяються на дощувальні насадки (рис. 5.14) та апарати.



а – дефлекторна: 1 – дефлектор; 2 – планка; 3 – сопло; 4 – корпус насадки;

б – відцентрова; в – секторна

Рисунок 5.14 - Дощувальні насадки

Дощувальні насадки – це дощеутворювачі, в яких немає рухомих деталей, дощувальні апарати – це дощеутворювачі, в яких окремі елементи здійснюють рух при роботі.

Стаціонарні (розбірно-переносні) дощувальні установки. Це комплекти обладнання, які забезпечують полив сільськогосподарських культур на порівняно невеликих ділянках і які не обладнані засобом пересування, а з позиції на позицію переносяться вручну (робітниками-поливальниками). До них належать комплекти пересувного поливного обладнання КІ-50 “Радуга”, “Сигма” та ін.

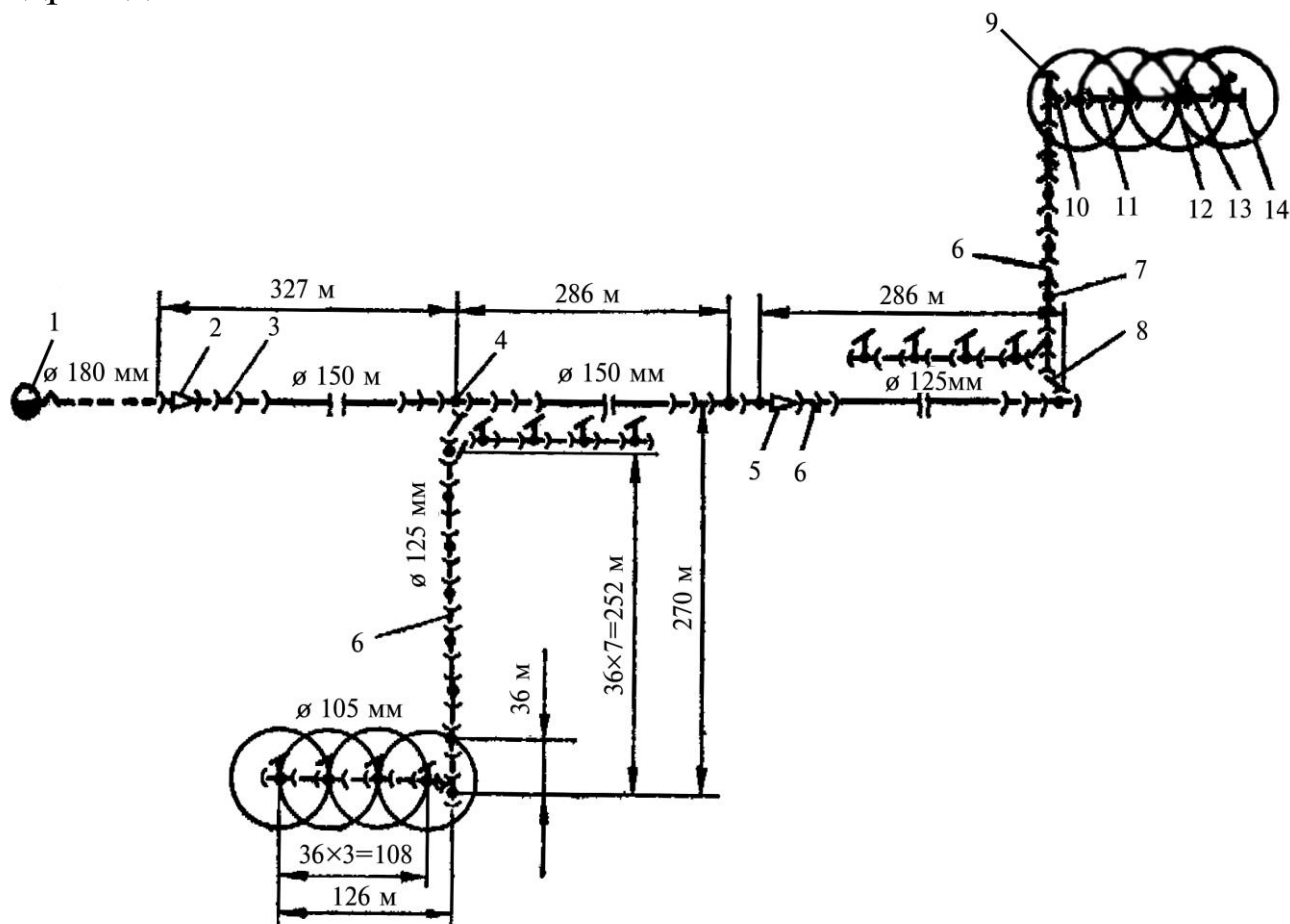
Комплект іригаційний КІ-50. Це переносний комплект гідравлічного обладнання, призначений для поливу всіх сільськогосподарських культур на ділянках площею до 50 га. Полив сільськогосподарських культур ним здійснюється позиційно, тобто після поливу на одній позиції обладнання демонтується і переноситься на іншу. КІ-50 складається з магістрального, двох розподільних і чотирьох робочих трубопроводів (рис. 5.15), на яких встановлено шістнадцять дощувальних апаратів “Роса-3”. Вода подається пересувною насосною станцією СНП-50/80. КІ-50 комплектується пристроєм для внесення мінеральних добрив (підживлювачем).

Магістральний трубопровід призначений для подачі води в розподільчі трубопроводи, довжина його – 891 м, з них 610 м мають діаметр 150 мм, а 281 м – діаметр 125 мм. Комплект іригаційний характеризується такими технічними показниками: напір насосної станції – 80 м; витрата води – 47,2 л/с; площа, яку обслуговує комплект за сезон, – 50 га; продуктивність за годину чистої роботи при нормі поливу 300 м³/га – 0,547 га; середня інтенсивність дощу – 0,28 мм/хв; час роботи на одній позиції при нормі поливу 300 м³/га – 1 год. 30 хв.; кількість одночасно працюючих апаратів – 8 шт.; відстань між апаратами – 36 м; відстань між позиціями робочого трубопроводу – 36 м; маса комплекту – 7,75 т; режим роботи – світловий день; обслуговуючий персонал: поливальників – 2, мотористів – 1.

Вузькозахватні дощувальні машини. До них належать дощувальні машини ДДА-100 МА, ДДН-70 та ДДН-100.

Дощувальний двоконсольний агрегат ДДА-100 МА. Агрегат ДДА-100 МА призначений для поливу всіх сільськогосподарських культур. Це металева ферма, яка навішується на трактор ДТ-75. Полив сільськогосподарських культур ним здійснюється при русі агрегату вздовж каналу (тимчасового зрошувача). Вода з каналу

забирається навішеною на нього ж насосною установкою з консольним відцентровим насосом і розосереджується по трубопроводу до дощувальних насадок. Основними вузлами машини є: трактор, двоконсольна лінія, вакуумне обладнання (для зарядки насоса перед його пуском), гідропривод та гідропідживлювач.



1 – насосна станція; 2 – перехідник; 3 – магістральний трубопровід; 4 і 7 – труби-гідранти; 5 – перехідник з гідрантом; 6 – розподільчий трубопровід; 8 і 10 – приєднувальні патрубки; 9 і 14 – заглушки; 11 – робочий трубопровід; 12 – труба-стійка; 13 – дощувальний апарат

Рисунок 5.15 - Схема комплексу іригаційного KI-50

Агрегат характеризується такими технічними показниками: витрата води – 130 л/с; водозабір – 3 тимчасових зрошувачів; напір насоса – 37 м; шар води за один прохід машини – 5 мм; продуктивність за одну годину чистої роботи – 1,66 га; ширина захвату – 120 м; швидкість руху агрегату: вперед – 0,94 км/год; назад – 0,575 км/год; система керування консолями – гідравлічна (об'ємний гідропривод); кількість гідроциліндрів у системі керування фермою – 4, у системі керування усмоктувальною лінією (опускання-підняття) – 1; площа, яку обслуговує агрегат за сезон, – 130–140 га; маса агрегату без трактора – 4,24 т, з трактором – 10,79 т; кількість обслуговуючого персоналу – 2 робітники. В якості дощеутворювачів на агрегаті застосовуються дефлекторні насадки, прохідний отвір яких (діаметр сопла) змінюється

(збільшується) у напрямку від трактора до кінця ферми.

На агрегаті встановлюється 28 насадок з діаметром сопла 12 мм, 16 – з діаметром 13 мм, 8 – з діаметром 14 мм і 2 (кінцеві) – з діаметром 22 мм. Тобто всього на агрегаті встановлено 54 дефлекторні насадки. Витрата води однією насадкою складає 2,3 л/с, а кінцевих – 5 л/с. Поворотом відкрilка можна змінювати напрямок струмини води вгору чи вниз (останнє при вітрі зі швидкістю більше 3 м/с). Для спорожнення трубопроводу від води на дев'ятій панелі зроблений зливний клапан. Для запобігання можливим ударами ферми об землю на консолях агрегату зроблені опорні дуги.

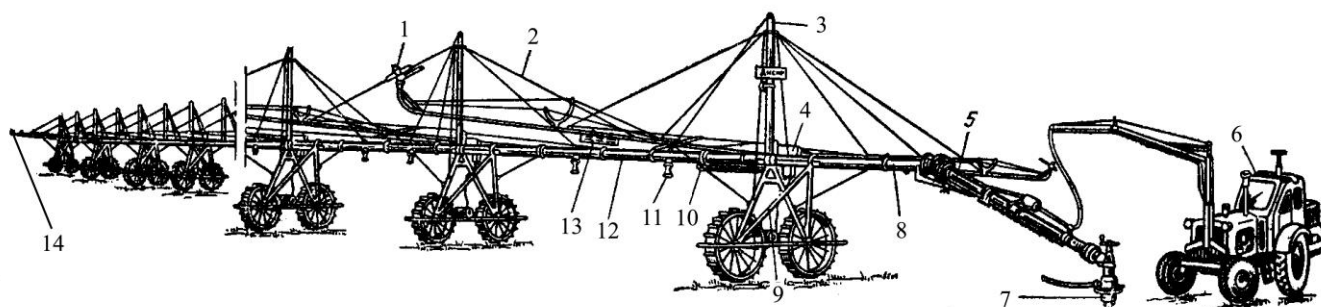
Дальноструминний дощувач навісний ДДН-70. Ця машина призначена для поливу всіх сільськогосподарських культур та садів. Вона складається з дальноструминного дощувального апарата з механічним обертанням ствола, відцентрового насоса, водоміра, усмоктувальної лінії та гідропідживлювача. Все це обладнання навішується на трактор Т-75 або ДТ-75.

Машина працює позиційно з відстанню між позиціями при поливі по колу 100 м, а при поливі по сектору – 60 м. При вітрі до 2...2,6 м/с полив здійснюється по колу, при більшій швидкості вітру – по сектору. Водозабір машина здійснює з відкритого тимчасового зрошувача (земляного каналу) або з гідрантів закритої трубопровідної мережі (без навісного насоса). Витрата води – 65 л/с, напір насоса – 50...55 м, радіус дії машини – 70 м. За сезон машина обслуговує 60...70 га зрошуваної площі. Дальноструминний дощувач навісний ДДН-100. За призначенням і конструкцією ДДН-100 аналогічний ДДН-70, але навішується на більш потужний трактор Т-150, відповідно має і більш потужний насос. Витрата води цією машиною складає 100 л/с, напір насоса – 80...85 м, радіус дії – 85 м. Відстань між позиціями при поливі по колу складає 145...150 м, а по сектору – 80 м.

Широкозахватні дощувальні машини. До них належать дощувальні машини “Дніпро”, “Кубань”, “Фрегат” та “Волжанка”.

Дощувальна машина “Дніпро”. Це широкозахватна багатоопорна електрифікована дощувальна машина фронтальної дії (дощувач фронтальний ДФ-120). Вона призначена для поливу всіх сільськогосподарських культур і навіть низькорослих садів. Полив здійснює позиційно, з відбиранням води із гідрантів закритої зрошувальної мережі, розташованих на відстані 54 м один від одного. Складається з водопровідного трубопроводу діаметром

180 мм, довжиною 448 м, встановленого на 17 рухомих візках велосипедного типу, на яких розташовані електричні мотор-редуктори, що й приводить у рух машину при її переміщенні з позиції на позицію (рис. 5.16).

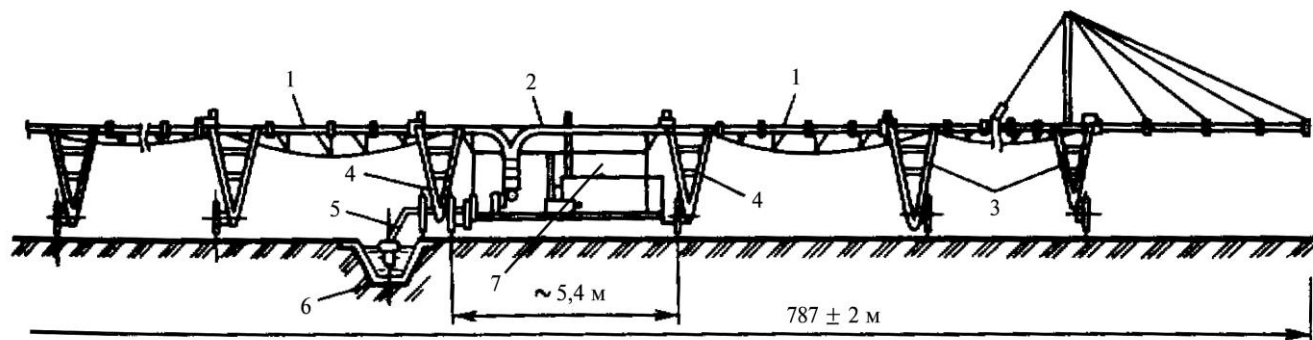


1 – середньострумний дощувальний апарат “Роса-3” з відкрилком; 2 – система розкріплюючих тросів; 3 – ферма; 4 – електропривод; 5 – трубопровід приєднання машини до гідранта; 6 – пересувна електростанція; 7 – гідрант; 8 – опорна труба; 9 – опорний візок; 10 – драбина (підвішена); 11 – щілиновидний клапан; 12 – з’єднувальна труба; 13 – вузол кріплення відкрيلків; 14 – заглушка з’єднувального трубопроводу

Рисунок 5.16 - Дощувальна машина “Дніпро” ДФ-120

Машина характеризується такими основними технічними показниками: витрата води – 120 л/с; напір на гідранті – 45 м; водозабір – з гідрантів закритої зрошувальної мережі; інтенсивність дощу – 0,3 мм/хв; ширина захвату – 460 м; кількість дощувальних апаратів – 34 шт.; привод опорних візків – електричний; потужність електродвигуна мотор-редуктора – 1,1 кВт; обслуговування – один оператор-тракторист на 4 машини; висота водопровідного трубопроводу над поверхнею поля (кліренс машини) – 2,1 м. Сезонне навантаження на машину – 90...140 га зрошуваних земель.

Дощувальна машина “Кубань”. Це широкозахватна електрифікована дощувальна машина фронтального пересування, призначена для поливу всіх сільськогосподарських культур і навіть низькорослих садів. В аббревіатурі вона позначається ЕДМФ-170 “Кубань” (170 – витрата води, л/с).



1 – ферми прольотів (крила); 2 – центральна ферма; 3, 4 – опорні й центральні візки; 5 – усмоктувальна лінія; 6 – постійний (облицьований) канал (зрошувач); 7 – силовий агрегат

Рисунок 5.17 - Дощувальна машина “Кубань”

Полив машина здійснює в русі. Вона рухається прямолінійно вздовж відкритого постійного каналу (зрошувача), з якого машина й забирає воду. “Кубань” складається з двох крил у вигляді ферми з водопровідним трубопроводом (рис. 5.17), на якому встановлюються короткострумінні дощувальні насадки.

Спирається основна ферма (крило) на опорні візки, на яких встановлені електричні мотор-редуктори, які і приводять у рух крила машини. Машина забезпечена силовим агрегатом, розташованим у центральній частині машини. Він складається з дизельного двигуна, генератора і відцентрового насоса.

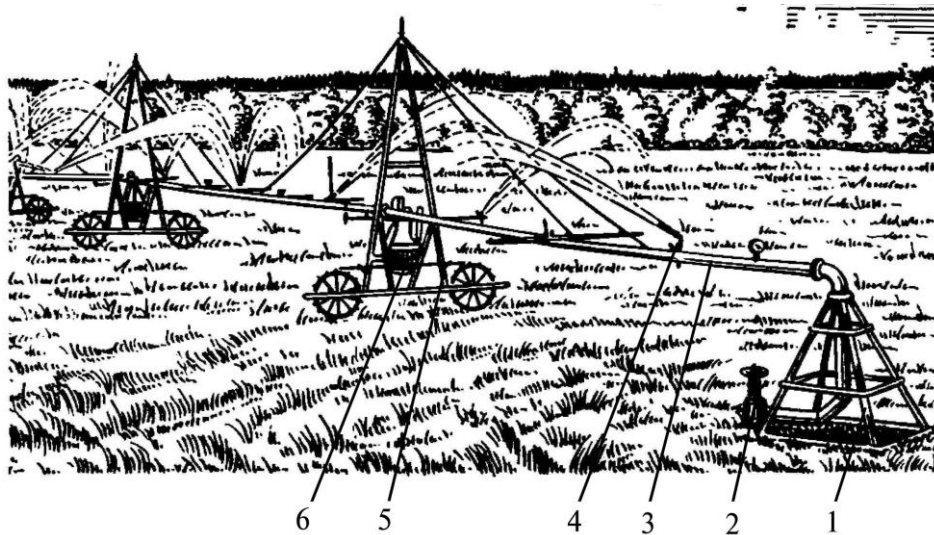
Таким чином, робота насоса і переміщення машини забезпечуються за рахунок електроенергії, яку виробляє дизель-генератор машини. Водопровідний трубопровід машини обладнаний водозливними клапанами.

Прямолінійність руху машини забезпечується копіювальним тросом, натягнутим вздовж каналу на металевих стояках.

ДМ “Кубань” характеризується такими основними технічними показниками: ширина захвату – 800 м; витрата води – 150...170 л/с; напір води, створюваний насосом, – 31...34 м; потужність дизельного двигуна – 121,3 кВт; висота багатоопорної ферми (кліренс) – 2,7 м; кількість дощувальних насадок – 303; діаметр труб водопровідного пояса – 152, 168, 203 мм; площа, яку машина забезпечує поливом за сезон, – 120...220 га. Виробником машини є завод у м. Кропоткіні Краснодарського краю.

Дощувальна машина “Фрегат”. Це широкозахватна багатоопорна дощувальна машина обертової дії, призначена для поливу всіх сільськогосподарських культур. Полив здійснює в русі, обертаючись навколо нерухомої опори (рис. 5.18).

Водопровідний трубопровід машини виготовлений зі сталевих труб діаметром 176 мм на перших семи прольотах і 152 мм – на останніх. На ньому встановлені середньострумінні дощувальні апарати 4-х типорозмірів (залежно від кількості сопел і їхнього діаметра). Всього на машині встановлені 50 апаратів і один кінцевий. Самохідні А-подібні опори (візки) приводяться в рух гідроприводом, встановленим на кожній опорі. В якості робочої рідини використовується та ж зрошувальна вода, яка надходить до гідроциліндрів з водопровідного трубопроводу при напорі 50...70 м.



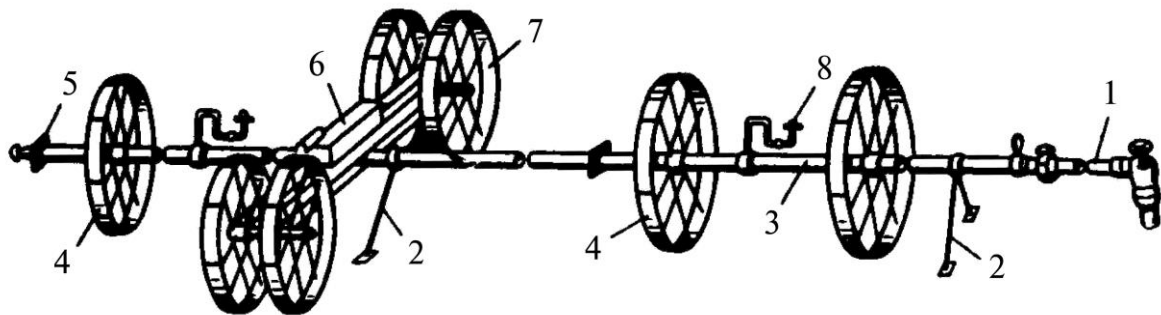
1 – нерухома опора; 2 – гідрант; 3 – водопровідний трубопровід; 4 – дощувальний апарат; 5 – А-подібний колісний візок; 6 – гідропривод руху колісних візків

Рисунок 5.18 - Дощувальна машина “Фрегат”

Вода “Фрегатом” забирається із закритої зрошувальної мережі через гідрант, біля якого встановлюється нерухома опора. Довжина машини складає 450 м при 16 візках, але її можна й зменшувати, зменшуючи кількість візків. “Фрегат” забезпечує поливну норму від 240 до 1250 м³/га. Витрата води машиною складає 72 л/с. “Фрегат” може працювати на одній позиції, тоді сезонна площа, яку він обслуговує, складає 71 га. При роботі на двох чи більше позиціях сезонна площа буде пропорційно більшою. Одночасно з поливом машиною можуть вноситися добрива.

Дощувальна колісна машина ДКШ-64 “Волжанка”. Це багатоопорна дощувальна машина фронтальної дії, призначена для поливу низькостеблових сільськогосподарських культур. Вона працює позиційно із забиранням води із закритої зрошувальної мережі через гідранти, які встановлені на польовому трубопроводі через 18 м. Показник “64” в назві машини відповідає витраті води – 64 л/с (модель 800 м шириною). Складається з двох поливних крил (труб), дощувальних апаратів і приводного візка. Крила розміщені по обидва боки польового підземного трубопроводу зрошувальної мережі (рис. 5.19).

Залежно від ширини захвату існує 8 модифікацій цієї машини з шириною захвату від 300 до 800 м. При подальшому розгляді конструкції і роботи цієї машини будемо мати на увазі модифікацію машини з шириною захвату 800 м. Кожне крило довжиною 400 м складається з 32 алюмінієвих труб довжиною 12,6 м, діаметром 130 мм. У центрі крила розташований приводний візок, який і забезпечує пересування машини за допомогою карбюраторного одноциліндрового двигуна внутрішнього згоряння.



1 – шланг приєднання машини до гідранта; 2 – упор гальмувальний; 3 – ланка трубопроводу; 4 – колесо опорне; 5 – заглушка кінцева; 6 – візок ведучий; 7 – колесо ведуче; 8 – дощувальний апарат з механізмом самоустановки

Рисунок 5.19 - Крило дощувальної машини “Волжанка”

Інші технічні показники цієї ДМ мають таке значення: продуктивність чистої роботи при поливній нормі $600 \text{ м}^3/\text{га}$ – $0,4 \text{ га/год}$; витрата води – 64 л/с ; напір води в мережі – 39 м ; площа, яка поливається з однієї позиції, – $1,44 \text{ га}$; відстань між гідрантами – 18 м ; витрата води одним дощувальним апаратом – 1 л/с .

Сучасні технології та розробки з механізації зрошення. Особливістю сучасного періоду у сфері зрошення сільськогосподарських культур є перехід аграрного комплексу до великих та дрібних фермерських господарств, а відповідно до цього необхідні й нові технології зрошення. На цей час науководослідними установами гідромеліоративного спрямування не припиняється пошук таких технологій і засобів механізації зрошення сільськогосподарських культур і вдосконалення зрошувальних систем.

Краплинне зрошення є перспективним способом зрошення садів, виноградників та овочевих культур.

Краплинне зрошення – це спосіб поливу, при якому вода невеликими дозами подається безпосередньо до кореневищної системи рослин із наземних трубопроводів за допомогою гнучких поливних трубок (краплинних стрічок) через отвори (крапельниці) улаштовані в них.

Полівні трубки можуть прокладатися у середині ґрунту або на його поверхні.

Крапельниці на поливних трубках улаштовуються через $10...30 \text{ см}$ і уявляють собою отвори незначної величини з уповільненим витіканням через них води. Полівні трубки виготовляються із поліетиленової плівки з одночасним улаштуванням в їх стінках крапельниць. Поставляються поливні трубки в бухтах. Існує багато видів поливних трубок (стрічок)

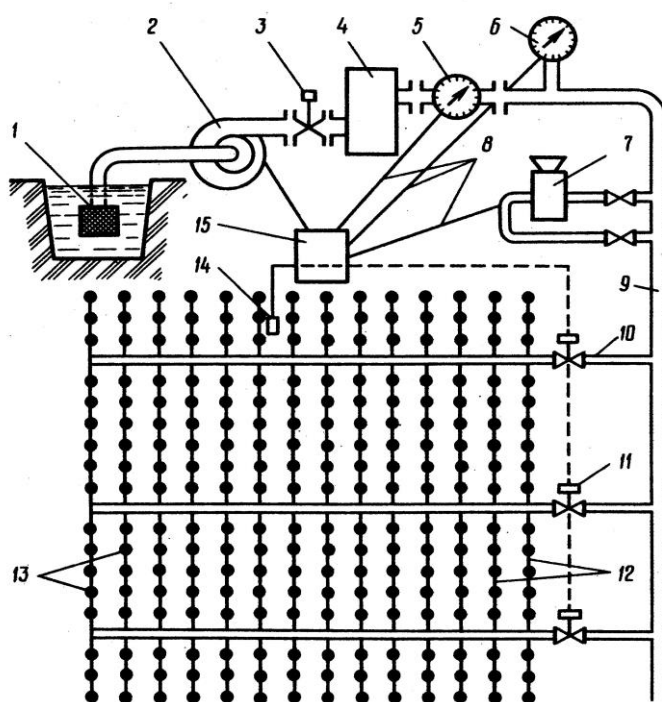
залежно від їх призначення і це треба враховувати при їх використанні.

Витрата води однією крапельницею, залежно від типу поливної трубки, коливається в межах 0,5 ... 2,6 л / год., робочий тиск – 5,5 ... 10 КПа.

Для запобігання засмічування крапельниць вода в системах краплинного зрошення фільтрується із застосуванням сітчастих, дискових або пісчано-гравійних фільтрів.

Застосовуються краплинне зрошення для поливу садів, виноградників, а останнім часом воно стало широко застосовуватися і для поливу овочевих культур. В останньому випадку поливні трубки прокладаються в міжряддях овочевих культур по поверхні ґрунту.

На рисунку 5.20 наводиться схема улаштування системи краплинного зрошення.



1 - водоприймальний пристрій (сміттєзатримуюча сітка і зворотній клапан); 2 - насос; 3 - засувка; 4 - фільтр; 5 - водомір; 6 - манометр; 7 - пристрій для приготування і подачі добрив в трубопровідну мережу; 8 - лінії керування; 9 - магістральний трубопровід; 10 – розподільний трубопровід; 11 - засівка; 12 - поливні трубки; 13 - крапельниці; 14 - датчик управління режимом зрошення 15 - пульт керування.

Рисунок 5. 20 - Схема системи краплинного зрошення овочевих культур

Для визначення строків поливу і величини поливної норми, залежно від виду культури, фази її розвитку і погодних умов, застосовуються різні методи. Для автоматизованого управління поливами застосовуються програматори, які дозволяють регулювати режими поливів.

Краплинне зрошення є найбільш ефективним, мобільним і сучасним видом зрошення. При ньому забезпечується економія води на 50... 70 % в порівнянні з традиційними способами зрошення, одночасне внесення (з поливною водою) добрив та засобів захисту рослин, воно має і інші переваги.

Розрахунок продуктивності роботи поливних машин. Для ефективної експлуатації зрошуваної ділянки необхідно знати основні показники роботи дощувальних машин: годинну, змінну, добову продуктивність і сезонний виробіток, добову поливну норму, видавану машиною, тривалість поливу на одній позиції для машин “Дніпро” і повного оберту машин “Фрегат”.

Продуктивність дощувальної машини за годину чистої роботи F , га, визначається за формулою

$$F = \frac{3,6 \cdot Q_m}{m \cdot K}, \quad (5.24)$$

де Q_m – витрата дощувальної машини, л/с; m – поливна норма, м³/га; K – коефіцієнт, що враховує втрати води на випаровування, приймається рівним 1,05...1,3.

Продуктивність за зміну $F_{зм}$, га, визначається за формулою

$$F_{зм} = \frac{3,6 \cdot T \cdot Q_m \cdot K_{зм}}{m \cdot K}, \quad (5.25)$$

де T – тривалість зміни, год; $K_{зм}$ – коефіцієнт використання робочого часу зміни, приймається у відповідності з технічною характеристикою машини.

Добова продуктивність машини $F_{доб}$, га, визначається за формулою

$$F_{доб} = \frac{86,4 \cdot Q_m \cdot K_{доб}}{m \cdot K}, \quad (5.26)$$

де $K_{доб}$ – коефіцієнт використання робочого часу доби, приймається у відповідності до технічної характеристики машини.

Сезонний виробіток дощувальної машини $F_{сез}$, га, визначається за формулою

$$F_{сез} = \frac{86,4 \cdot Q_m \cdot T_з \cdot K_{доб} \cdot K_{сез}}{M_{ср} \cdot K}, \quad (5.27)$$

де $T_з$ – тривалість зрошувального періоду, приймається в межах 110...120 діб; $K_{сез}$ – коефіцієнт, що враховує використання машини протягом зрошувального періоду, приймається рівним 0,8...0,9; $M_{ср}$ – середня зрошувальна норма для культур сівозміни, м³/га. Якщо машиною зрошується одна культура, то в розрахунок

приймається зрошувальна норма для цієї культури.

Добова поливна норма $m^3/(\text{га} \cdot \text{добу})$, видавана машиною, визначається за залежністю

$$m_{\text{доб}} = \frac{m}{T}, \quad (5.28)$$

де T – тривалість поливу, кількість діб.

Тривалість роботи машини на одній позиції $T_{\text{поз}}$, год, визначається за залежністю

$$T_{\text{поз}} = \frac{m \cdot F_{\text{поз}}}{3,6 \cdot Q_{\text{м}} \cdot \beta}, \quad (5.29)$$

де $F_{\text{поз}}$ – площа, що поливається з однієї позиції, га; β – коефіцієнт, що враховує втрати води на випаровування у зоні дощової хмари, приймається рівним 0,78...0,98.

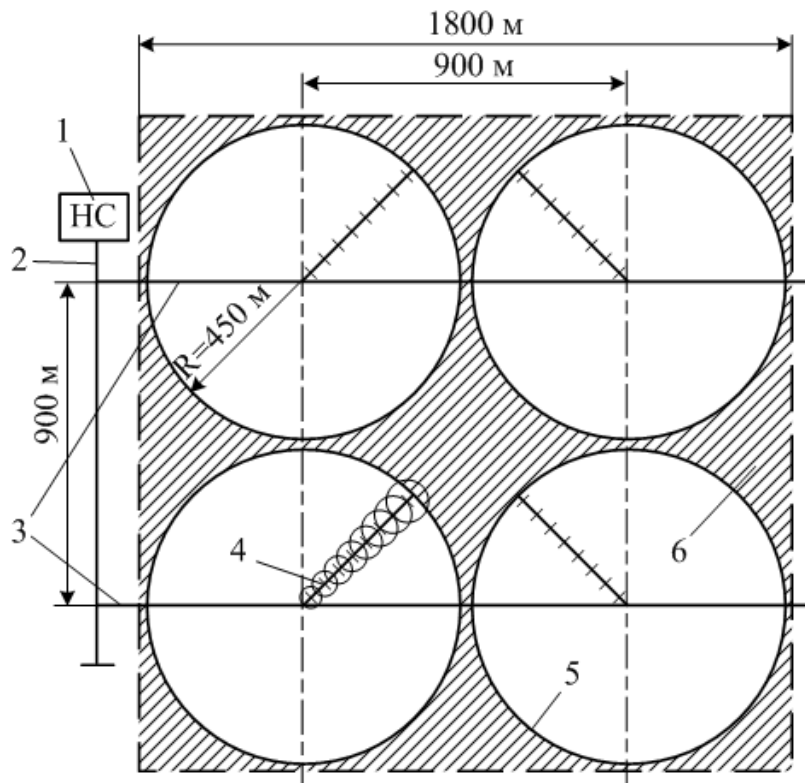
Тривалість повного оберту ДМ “Фрегат” $T_{\text{об}}$, год, визначається за залежністю

$$T_{\text{об}} = \frac{t_{\text{min}} \cdot m}{m_{\text{min}} \cdot \beta \cdot K_{\text{доб}} \cdot K_{\text{м}}}, \quad (5.30)$$

де t_{min} – тривалість одного повного оберту машини при мінімальній поливній нормі, приймається за технічною характеристикою машини, год; m_{min} – мінімальна поливна норма при мінімальній тривалості одного повного оберту машини, приймається за технічною характеристикою машини, $\text{м}^3/\text{га}$; $K_{\text{м}}$ – коефіцієнт, що враховує втрати часу через метеоумови, приймається рівним 0,8...0,9.

Технологія поливу дощуванням. Характер технології поливу залежить від типу дощувальної машини.

ДМ “Фрегат”. Машина працює по колу від нерухомої опори. Круговий принцип роботи і конструктивні параметри цієї дощувальної машини заздалегідь визначають площу, форму і конфігурацію полів (поливних ділянок). Відповідно до цього площа, що поливається машиною, має форму кола (рис. 5.21).



1 – насосна станція; 2 – магістральний трубопровід; 3 – розподільчий закритий трубопровід; 4 – дощувальна машина “Фрегат”; 5 – контур поливної площі; 6 – площа, зрошувана при періодичному включенні далекоструминних кінцевих дощувальних апаратів

Рисунок 5.21 - Технологічна схема роботи дощувальної машини “Фрегат” з гідравлічною схемою зрошувальної мережі

Згідно з технічними даними, ДМ “Фрегат” може використовуватися для поливу на двох позиціях, тобто після завершення поливу на одній позиції машина транспортується для роботи на іншу. Однак досвід експлуатації ДМ “Фрегат”, зокрема в умовах України, показує, що використання машини на одній позиції найбільше економічно вигідно як стосовно витрат праці, так і стосовно питомих експлуатаційних витрат, віднесених на одну дощувальну машину й один гектар зрошення. Розміри сторін зрошуваної ділянки повинні бути рівними або кратними довжині пояса, який підводить воду до дощувальної машини. Коефіцієнт земельного використання при поливі ДМ “Фрегат” складає 0,91...0,93. При роботі машини в нічний час необхідно виконувати додаткові заходи, передбачені інструкцією.

ДМ “Дніпро”. Оскільки машина працює фронтально, позиційно від гідрантів закритої зрошувальної мережі, розташованих на зрошуваній ділянці вздовж однієї лінії через 54 м, то ділянка, зрошувана машиною, має форму прямокутника.

Можливі шість технологічних схем розміщення й роботи ДМ “Дніпро” (рис. 5.22).

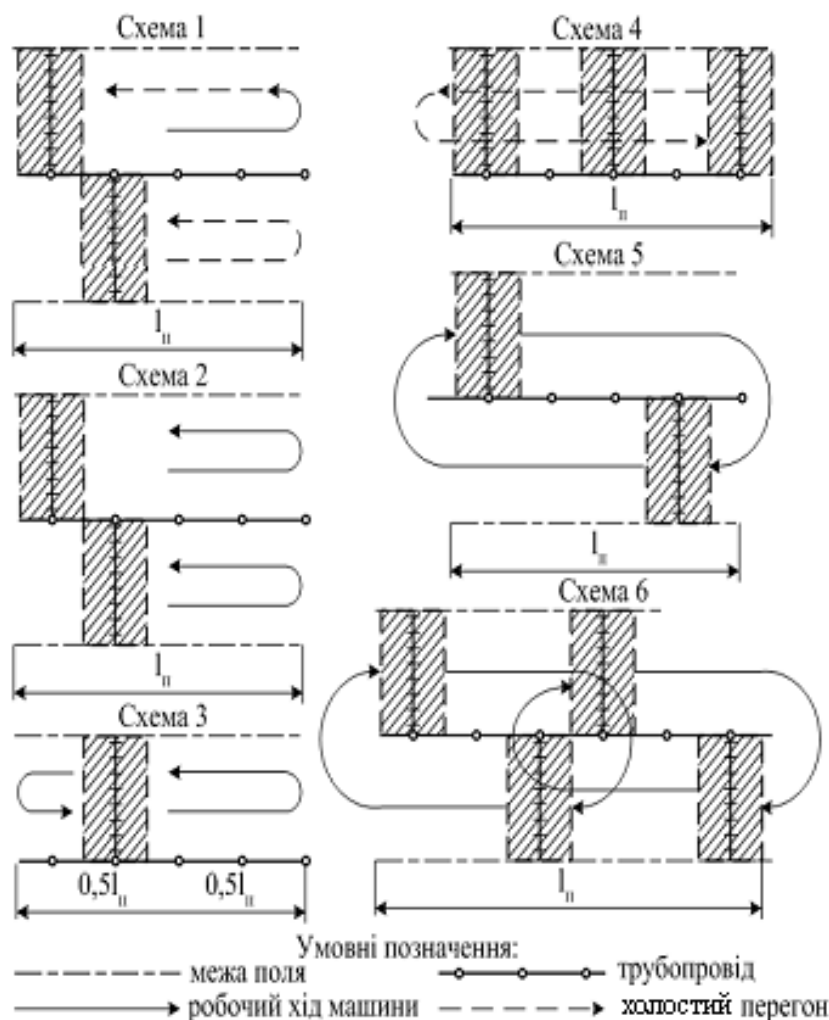


Рисунок 5.22 - Технологічні схеми розміщення й роботи дощувальної машини “Дніпро”

У відповідності зі схемою 1 у режимі “полив” (машина працює), ДМ “Дніпро” рухається тільки в одному напрямку, від початку до кінця ділянки, потім переїжджає вхолосту на вихідну позицію. Така схема дозволяє здійснювати одночасну роботу двох машин від одного трубопроводу. Недоліком такої схеми є розрив у поливі початкової і кінцевої частини зрошуваної ділянки, рівний максимальній тривалості поливу, і великі холості перегони машини, що негативно позначається на продуктивності ДМ “Дніпро” – знижується коефіцієнт використання часу зміни.

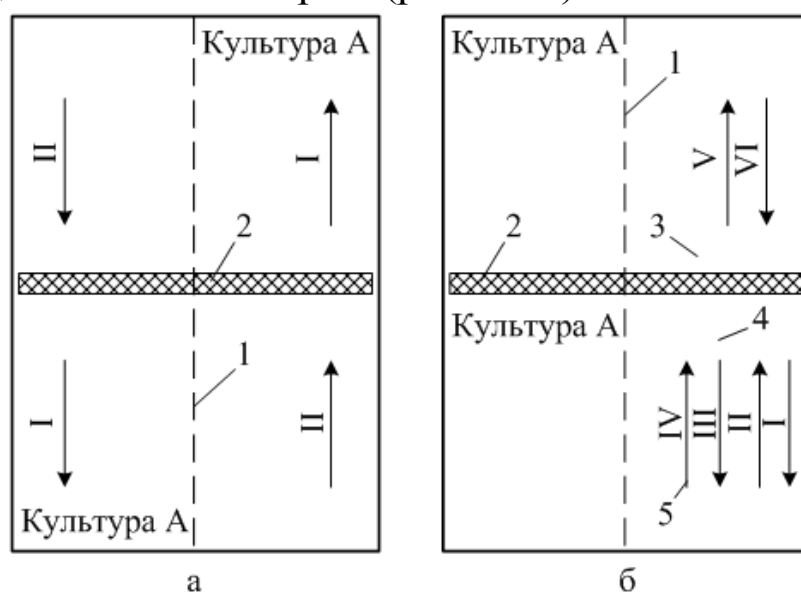
За схемою 2 машини поливають в обох напрямках без холостих перегонів, що сприяє збільшенню змінної продуктивності машини.

За схемою 3 полив починається із середини поля постійною нормою, рівною 0,5 розрахункової, і ведеться в обох напрямках. При цьому виключаються холості перегони машини, але в межах поля режим зрошення буде різним, тобто змінюється період часу видачі повної поливної норми.

За схемою 4 машина підключається для роботи через один гідрант і працює, таким чином, без холостих перегонів. На наступну позицію машина переміщається по сухому полю.

Згідно зі схемами 5 і 6, ДМ “Дніпро” поливає на двох суміжних полях. Після закінчення поливу першого поля машину переводять у транспортне положення і переміщують на інше поле. Ця схема поливу виключає холості перегони і дає можливість збільшити сезонне навантаження на машину.

ДМ “Кубань”. Машина працює при фронтальному переміщенні по полю з відбиранням води в русі з відкритого каналу. Зрошувана машиною ділянка має форму прямокутника. Найбільш раціональною схемою роботи ДМ “Кубань” є така, при якій полив починається із середини зрошуваної ділянки половинною поливною нормою і ведеться в напрямку до її краю. Якщо на зрошуваній ділянці розташовуються дві культури, то спочатку поливається більш вологолюбна, а потім – менш вологолюбна культура. Наявні в машині реверс і регулятор швидкості ходу дозволяють регулювати число її проходів по полю і видачу необхідної поливної норми (рис. 5.23).

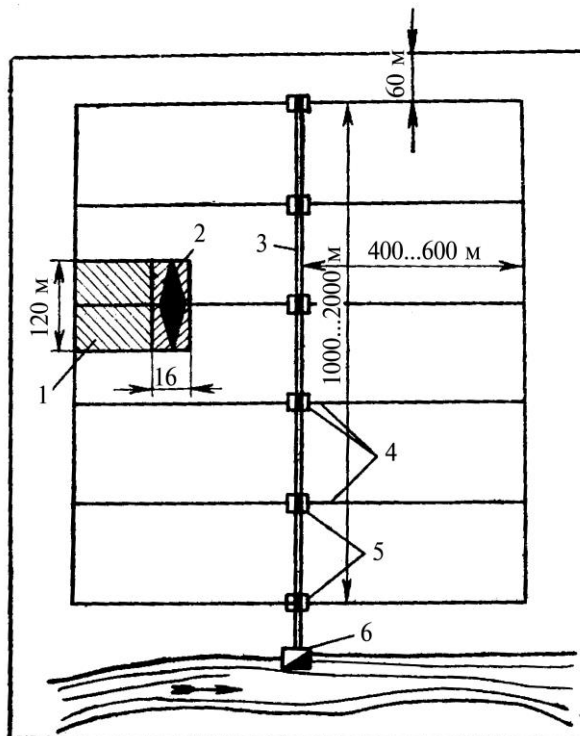


а – однопільної ділянки; б – двопільної ділянки; 1 – канал; 2 – ДМ “Кубань”; 3 – поле № 1, зрошувальна норма М; 4 – поле № 2, зрошувальна норма 2М; 5 – напрямки руху ДМ “Кубань” (цифри позначають порядкові номери проходів)

Рисунок 5.23 - Технологічні схеми поливу ДМ “Кубань”

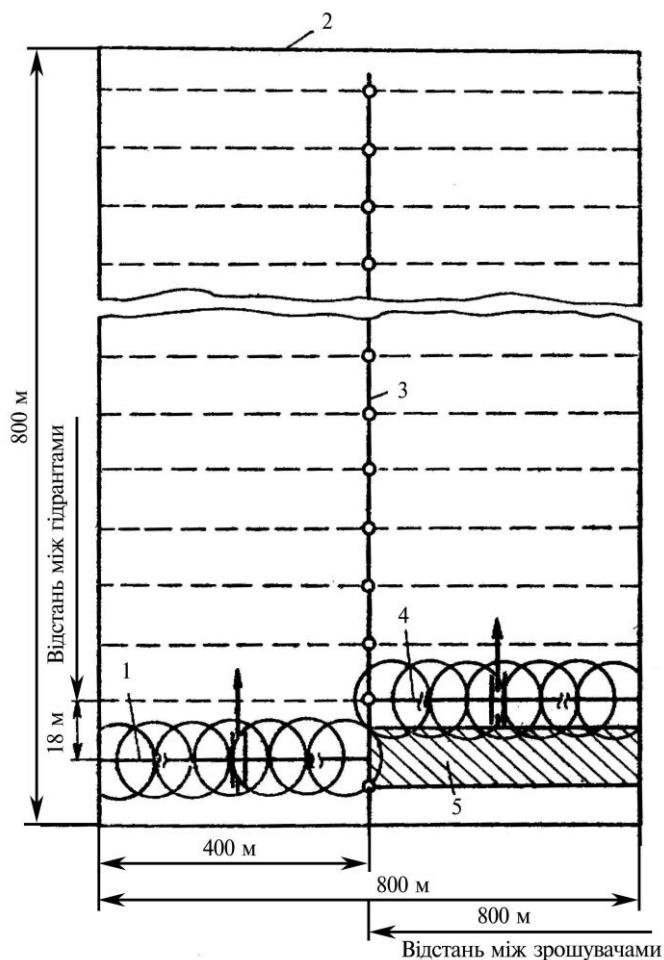
При цьому забезпечується краще використання поливної води, краще промочування поверхневого шару ґрунту, виключається його перезволоження і створюються нормальні умови проходження пневматичних коліс опорних візків по полю.

На рисунках 5.24 і 5.25 показані схеми зрошувальної мережі та схеми роботи ДМ, відповідно ДДА-100 МА та “Волжанки”.



1 – полита площа; 2 – дощувальний агрегат ДДА-100 МА; 3 – розподільчий трубопровід; 4 – відкриті зрошувачі; 5 – гідранти; 6 – насосна станція

Рисунок 5.24 - Схема зрошувальної мережі та схема роботи ДМ ДДА-100 МА



1, 4 – крило дощувальної машини; 2 – межа зрошувальної площі; 3 – закритий або розбірний польовий трубопровід; 5 – зрошена площа.

Рисунок 5.25 - Схема зрошувальної мережі та схема роботи ДМ "Волжанка"

5.2.2. Осушувальні меліорації

Осушення земель – це видалення надлишку вологи з ґрунтів. Застосовується воно на територіях з надлишковим природним зволоженням і полягає в регулюванні водного режиму ґрунтів у межах шарів розповсюдження кореневої системи рослин. Осушення земель характеризується режимом осушення.

Режим осушення – це норми і строки проведення заходів, спрямованих на підтримку оптимального водно-повітряного стану ґрунтів. Він характеризується такими основними показниками: аерацією ґрунту A , його вологістю W , нормою осушення z , критичною глибиною залягання ґрунтових вод $z_{кр}$, допустимою тривалістю затоплення T .

Аерація ґрунту визначається залежністю

$$A = p - W, \quad (5.31)$$

де p – пористість ґрунту; W – вологість ґрунту, процент від повної вологоємності.

Вологість ґрунту W повинна бути в межах 50...80% від польової вологоємності (ПВ) ґрунту. Аерація ґрунту повинна бути в межах 20...40% від пористості ґрунту.

Норма осушення z – це мінімальна відстань від поверхні землі до рівня ґрунтових вод посередині між елементами регулюючої мережі (дренами). Залежно від виду сільськогосподарських культур та їхніх фаз росту і розвитку ця норма змінюється від 40 до 100 см. Критична глибина залягання ґрунтових вод $z_{кр}$ складає $1,5 z$. Затоплення земель паводковими чи повеневими водами допускається тільки для луків з періодом $T = 3...25$ діб, для інших культур воно недопустиме.

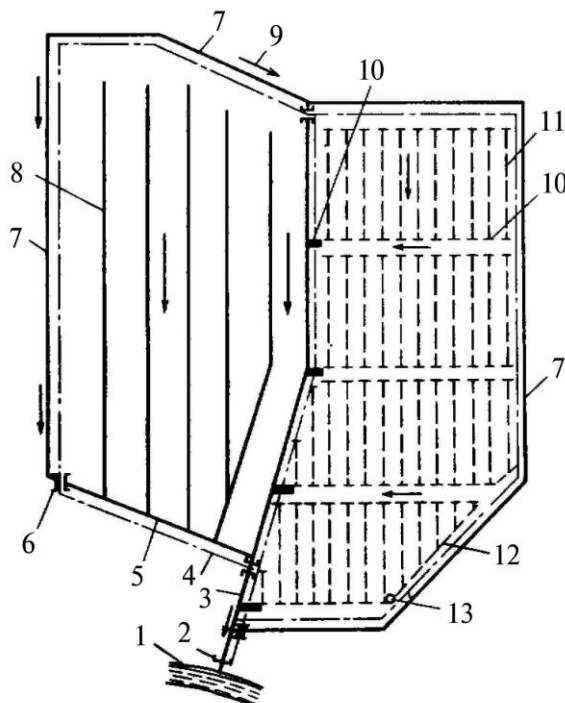
Після випадання опадів розрахункова норма осушення повинна бути відновлена через 4...6 діб.

Кількісна оцінка вологості території встановлюється на підставі водного балансу. Рівняння водного балансу перезволоженої території записується так:

$$\Delta W = (A + П_{п} + П_{г} + K) - (B_{п} + B_{в} + E + C_{п} + C_{г}), \quad (5.32)$$

де ΔW – зміна запасу вологи на поверхні ґрунту в зоні аерації і ґрунтових вод; $П_{п}$, $П_{г}$ – приплив поверхневих і ґрунтових вод; K – конденсація вологи на поверхні ґрунту; $B_{в}$, $B_{п}$ – випаровування з водної поверхні і поверхні ґрунту; E – транспірація вологи рослинами; $C_{п}$, $C_{г}$ – стік поверхневих і ґрунтових вод за межі осушуваної території. Здійснюється осушення територій (земель) за допомогою осушувальних систем.

Осушувальна система – це територія, обладнана комплексом інженерних споруд і пристроїв, які забезпечують необхідні умови для покращення водного режиму перезволожених земель. До її складу входять: регулююча, огорожувальна, провідна мережі, водоприймач, гідротехнічні споруди, дорожня мережа, лісосмуги і т. ін. (рис. 5.26).



1 – водоприймач; 2 – шлюз-регулятор; 3 – магістральний канал; 4 – дорога; 5 – відкритий колектор; 6 – переїзд; 7 – нагріно-ловча канава; 8 – осушувачі; 9 – напрямок течії води; 10 – гирло закритого колектора; 11 – дрена; 12 – закритий колектор; 13 – колодязь

Рисунок 5.26 - Схема осушувальної системи

Осушувальні системи діляться на відкриті (регулююча мережа виконана у вигляді відкритих каналів), закриті (регулююча мережа виконана у вигляді закритих дрен) і комбіновані. За способом відведення води вони бувають самотічними, з машинним водопідйомом і змішаними. За характером впливу на осушувану територію їх поділяють на системи односторонньої (мережа побудована тільки для відведення води) і двосторонньої дії (осушувально-зволожувальні).

Регулююча мережа виконується у вигляді осушувачів (при ґрунтовому і ґрунто-напірному живленні) і збирачів (при інших типах водного живлення). На сьогодні проектується і будуються переважно закриті осушувальні системи, причому закриті дрени можуть бути як осушувачами, так і збирачами води. Відкрита регулююча мережа – це канали, які робляться для пониження рівня

грунтових вод (осушувачі), а також для збирання і відведення з осушуваних територій поверхневих вод (збирачі). Осушувачі розташовують паралельно один одному поперек потоку ґрунтових вод. Відкриті осушувачі виконують з похилом 0,0005. Переріз каналів трапецеїдальний з шириною дна 0,4...0,5 м, коефіцієнт закладання схилів $m = 1...1,5$. Глибина осушувачів коливається в межах 1...1,5 м. Відстань між ними приймається 60...100 м.

Відкриті збирачі робляться глибиною 0,8...1,2 м і довжиною 1...1,2 км. Відстань між ними на землях, які осушуються під ріллю, складає 8...120 м, а під луки – 100...200 м.

Іноді, при схиловому й атмосферному живленні, в якості збирачів води використовуються вибалки й лощини зі схилами закладенням 1:5...1:10. Глибина їх змінюється від 10...20 см у витoku (початку) до 40...50 см у гирлі. Довжина балок приймається до 1500 м, а похил дна – 0,0008.

При ґрунтовому і ґрунтово-напірному живленні ґрунтові води відводяться в провідну мережу за допомогою дрена, які виконуються у вигляді вільної трубчастої порожнини із закріпленими (трубчастий дренаж) і незакріпленими (кротовий дренаж) стінками або порожнини, заповненої пористим водовідним матеріалом.

Закриті дрени розташовуються за поперечною схемою паралельно або під гострим кутом до гідроізогіпс. Лише при поверхні практично без похилу ($i < 0,0005$) використовується поздовжня схема. Дрени виконуються з похилом, а потім глибина їх закладення від витoku до гирла збільшується. Глибина закладення дрена коливається в межах 1...1,5 м.

Щоб зробити дренаж, копаються траншеї шириною 0,4...0,5 м, на дно яких і кладуть керамічні, азбестоцементні або пластмасові труби. Вода в дрени надходить через отвори в стінках труб або через щілини в стиках.

Для захисту дрена від замулювання навколо них робиться фільтр зі скловати чи склотканини.

Траншея після укладки дренажних труб засипається ґрунтом, раніше викопаним з неї. Похил дрена складає 0,002...0,003. Довжина дрена залежить від їхнього похилу та пропускної здатності. Дрени із пластмасових труб при діаметрі 40...50 мм і при похилі 0,003 мають довжину 150...250 м, а діаметром 100 мм – 300...400 м. Відстань між дренами залежить від виду ґрунту і приймається в межах 10...20 м, але з обов'язковим підкріпленням відповідними розрахунками.

Для поліпшення якості роботи постійного дренажу на осушуваних землях застосовується кротовий або щілинний дренаж. Кротовий дренаж являє собою незакріплені підземні ходи, які нарізаються кротодренажними машинами Д-657 та Д-649А. Похил кротодрен – 0,002...0,003, глибина їхнього закладення – 0,7...1 м, діаметр – 80...200 мм. Строк його служби – 3...5 років, після чого він поновлюється. Для щілинного дренажу також застосовуються спеціальні машини – щілинорізи, – за допомогою яких на полі робляться щілини, які й інтенсифікують роботу постійних дрен.

За певних умов, а саме, коли осушувані землі підстелені шарами піску, проводиться вертикальний дренаж, тобто на осушуваній території робляться свердловини, по яких зайва вода відтікає в нижні пласти.

Провідна мережа – це магістральні канали, колектори та ін., які з'єднують регулюючу й огорожуючу мережі з водоприймачем, тобто транспортують воду за межі осушуваної території. Канали дренажних систем виконуються у більшості в земляному руслі з трапецеїдальною формою поперечного перерізу. Відстань між колекторами диктується довжиною дрен, які в них впадають.

Глибина транспортуючих збирачів і закритих колекторів визначається безпідпирним прийманням води з елементів регулюючої мережі (з дрен). Глибина закритого колектора H визначається залежністю

$$H_k = H_d + d, \quad (5.33)$$

де H_d – глибина закладання гирла дрени; d – діаметр колектора.

Глибина провідних каналів визначається так, щоб забезпечувалося керування вищерозташованих каналів нижчерозташованими.

Витрата води в колекторах визначається залежністю

$$Q = qF, \quad (5.34)$$

де q – модуль дренажного стоку, л/(с·га). Його значення приймається з літературних джерел і коливається в межах 0,02...1,00; F – площа водозбору колектора, розташована вище розрахункового створу. Діаметр колектора складає 75...100 мм

Огороджуюча мережа включає нагорні, ловчі та нагорно-ловчі канали, закриті дрени або дамби. Нагорні канали призначені для перехоплення поверхневих вод, а ловчі – для перехоплення ґрунтових вод. Канали огорожуючої мережі робляться вздовж верхньої межі осушуваної території. Глибина нагорних каналів –

1...1,2 м, похил не менше 0,0005. Ловчі канали робляться глибиною до 3 м. Огороджуючою мережею на заплавах служать дамби, які розраховуються на запобігання затопленню паводковими водами осушеної території.

Водоприймачі – це балки, річки, озера, які здатні відвести воду з осушеної території. При необхідності їх очищують, випрямляють і т. ін., щоб збільшити їхню водопропускну здатність.

Підсумовуючи, можна сказати, що весь вищеописаний комплекс споруд сприяє створенню оптимальних умов для продуктивного використання перезволожених земель.

5.3. Приклади задач

Приклад 5.3.1.

Гідротранспортна установка призначена для подачі корму на свиноферму, кількість свиней $k=2500$ шт.; годування дворазове ($n=2$), тривалість кожного годування $t=1$ год. Добовий раціон годування на одну тварину включає суміш комбікорму, масою $m_1 = 2,5$ кг, і запареної картоплі, $m_2 = 3,5$ кг. Вологість початкових матеріалів відповідно $W_1 = 13,5\%$ і $W_2 = 80\%$. Вологість кормосуміші $W_c = 80\%$. Довжина трубопроводу $l=200$ м, висота підйому кормосуміші $H=5$ м.

Потрібно визначити діаметр трубопроводу і підібрати насос.

Розв'язання.

1. Визначаємо масу води m_B , яку необхідно додати в початкові матеріали для отримання необхідної вологості кормосуміші по формулі

$$m_B = \sum_1^i m \frac{W_c - W_i}{1 - W_c}, \quad (5.35)$$

У даному випадку

$$m_B = m_1 \frac{W_c - W_1}{1 - W_c} + m_2 \frac{W_c - W_2}{1 - W_c}; \quad (5.36)$$

$$m_B = 2,5 \cdot \frac{0,8 - 0,135}{1 - 0,8} + 3,5 \cdot \frac{0,8 - 0,8}{1 - 0,8} = 8,3 \text{ кг.}$$

2. Обчислюємо масу кормосуміші на годівлю однієї тварини

$$q = m_1 + m_2 + m_B, \quad (5.37)$$

$$q = 2,5 + 3,5 + 8,3 = 14,3 \text{ кг.}$$

3. За довідковими даними знаходимо параметри, що

характеризують фізичні властивості гідросуміші: щільність $\rho = 1070 \text{ кг/м}^3$, питому вагу $\gamma = 10,3 \text{ кН/м}^3$, динамічний (структурний) і кінематичний коефіцієнти в'язкості $\mu = 0,8 \text{ Па} \cdot \text{с}$, $\nu = 7,6 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$, напруження початкового зрушення $\tau_0 = 3,8 \text{ Па}$.

4. Визначається пропускна спроможність (витрата) гідротранспортної установки

$$Q = \frac{q \cdot k}{t \cdot n \cdot \rho}, \quad (5.38)$$

$$Q = \frac{14,3 \cdot 2500}{1 \cdot 2 \cdot 1070} = 17 \text{ м}^3/\text{ч} = 4,72 \text{ л/с}.$$

5. Швидкість руху кормосуміші в трубопроводі, при якій відсутнє прилипання суміші до стінок приймаємо $v = 1 \text{ м/с} = 10 \text{ дм/с}$.

Далі за допомогою рівняння нерозривності обчислюємо площу поперечного перетину трубопроводу і потім відповідний діаметр.

$$\omega = \frac{Q}{v}, \quad (5.39)$$

$$\omega = \frac{4,72}{10} = 0,472 \text{ дм}^2.$$

$$d = 0,775 \text{ дм} = 77,5 \text{ мм}.$$

Приймаємо найближчі стандартні значення діаметру $d = 83 \text{ мм}$ і площі $\omega = 0,541 \text{ дм}^2$.

6. Застосовуючи рівняння нерозривності потоку, знаходимо фактичну швидкість руху кормосуміші в трубопроводі

$$v = \frac{Q}{\omega}, \quad (5.40)$$

$$v = \frac{4,72}{0,541} = 8,74 \text{ дм/с} = 0,874 \text{ м/с}.$$

7. Знаходимо число Рейнольдса

$$\text{Re} = \frac{v \cdot d}{\nu},$$

$$(5.41)$$

$$\text{Re} = \frac{0,874 \cdot 0,083}{7,6 \cdot 10^{-4}} = 95,4.$$

Обчислюємо узагальнене число Рейнольдса по формулі

$$\text{Re}^* = \frac{\text{Re}}{1 + \frac{\tau_0 d}{6v\mu}}, \quad (5.42)$$

$$Re^* = \frac{95,4}{1 + \frac{3,8 \cdot 0,083}{6 \cdot 0,874 \cdot 0,8}} = 88,7.$$

і визначаємо коефіцієнт гідравлічного тертя

$$\lambda = \frac{64}{Re^*}, \quad (5.43)$$

$$\lambda = \frac{64}{88,7} = 0,72.$$

8. Знаходимо втрати тиску в трубопроводі по формулі

$$\Delta p = 1,1 \cdot \lambda \cdot \frac{1}{d} \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2}, \quad (5.44)$$

$$\Delta p = 1,1 \cdot 0,72 \cdot \frac{200}{0,083} \cdot \frac{1070 \cdot 0,874^2}{2} = 765000 = 765 \text{ кПа}.$$

9. Визначаємо необхідний тиск насосної установки

$$p_{г.у} = \gamma \cdot H + \Delta p, \quad (5.45)$$

$$p_{г.у} = 10,3 \cdot 5 + 765 = 817 \text{ кПа} = 0,82 \text{ МПа}.$$

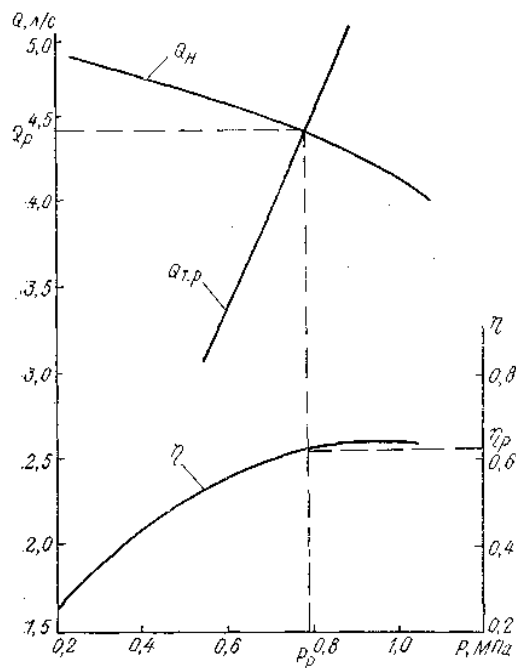


Рисунок 5.27 - Робочі характеристики насоса 1В 20/10 при вологості кормосуміші $W_c = 80\%$

Таким чином, розрахунковими параметрами, необхідними для підбору насосу є витрата $Q_p = 4,72$ л/с; необхідний тиск $p_p = 0,82$ МПа; вологість гідросуміші $W_c = 80\%$.

10. Вибираємо насос 1В20/10 і будуємо його робочі характеристики при вологості кормової суміші $W_c = 80\%$ (рис. 5.27).

Таблиця 5.1 - Параметри, що характеризують гідротранспортну установку

Q, л/с	3	4	5	Q _o =4,72 л/с
P _{г.у.} , МПа	0,56	0,71	0,86	0,82

11. Будуємо характеристику гідротранспортної установки, повторивши пункти прикладу 7, 8, 9. Отримані розрахунки зводимо в таблицю 5.1.

12. По робочій точці насоса з параметрами

$$Q_A = 4,4 \text{ л/с} = 0,0044 \text{ м}^3/\text{с},$$

$$p_A = 0,79 \text{ МПа} = 790 \text{ кПа},$$

$$\eta_A = 0,62.$$

визначаємо потужність, необхідну для приводу насоса

$$N_A = \frac{Q_A \cdot p_A}{\eta_A}, \quad (5.46)$$

$$N_A = \frac{0,0044 \cdot 790}{0,62} = 5,7 \text{ кВт}.$$

Висновок - отримані показники роботи гідротранспортної установки задовольняють вимогам завдання.

Приклад 5.3.2.

Підібрати насос і виконати розрахунок насосної установки (визначити показники її роботи - H , Q , η , N) призначеної для подачі води витратою $Q = 10 \text{ л/с}$ при температурі до 30°C на висоту $H_z = 30 \text{ м}$ по трубопроводу із чавунних труб, усмоктуюча частина якого має довжину $l = 20 \text{ м}$ і діаметр $d = 150 \text{ мм}$, а напірна – довжину $l = 400 \text{ м}$ і діаметр $d = 150 \text{ мм}$.

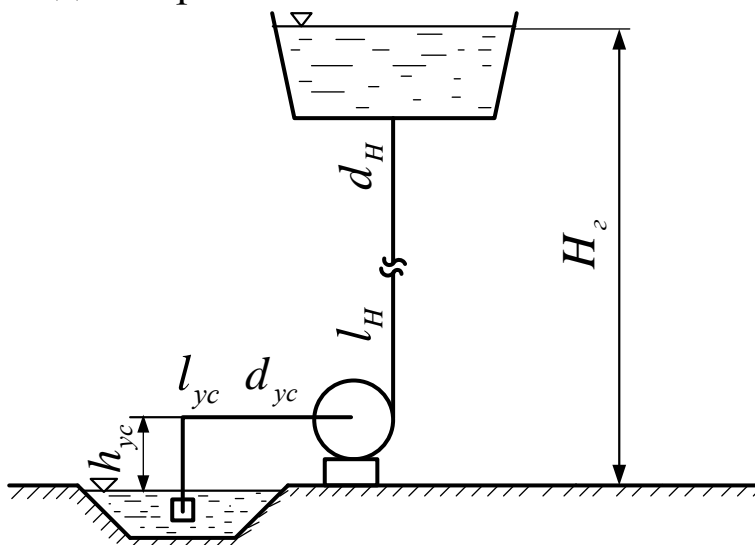


Рисунок 5.28 - Схема насосної установки

Втрати напору в місцевих опорах прийняти: в усмоктувальній лінії однаковими з втратами напору по довжині, а в напірній лінії – 10% від втрат по довжині (рис. 5.28).

Розв'язання.

1. Керуючись даними по температурі води і проектними технічними показниками насосної установки для даних умов слід прийняти відцентровий консольний насос типу "К". Ці насоси забезпечують напір 14...100 м водяного стовпа і подачу 10...360 л/с.

2. Згідно із заданими подачею $Q=10\text{ л/с}$ і необхідною геометричною (геодезичною) висотою підняття води $H_z = 30\text{ м}$ за зведеним графіком полів насосів типу "К", ("КМ") (рис.2.3) приймаємо насос К45/30 з подачею $Q=45\text{ м}^3/\text{год}$ і напором $H = 30\text{ м}$, $n = 2900\text{ хв}^{-1}$.

3. Знімаємо копію робочих характеристик цього насоса із каталогу або паспорта насоса (рис.5.29).

4. Для знаходження дійсних показників роботи насосної установки необхідно сумістити напірні характеристики насоса $H - Q$ і трубопровода $H_T - Q$ (рис.5.29.).

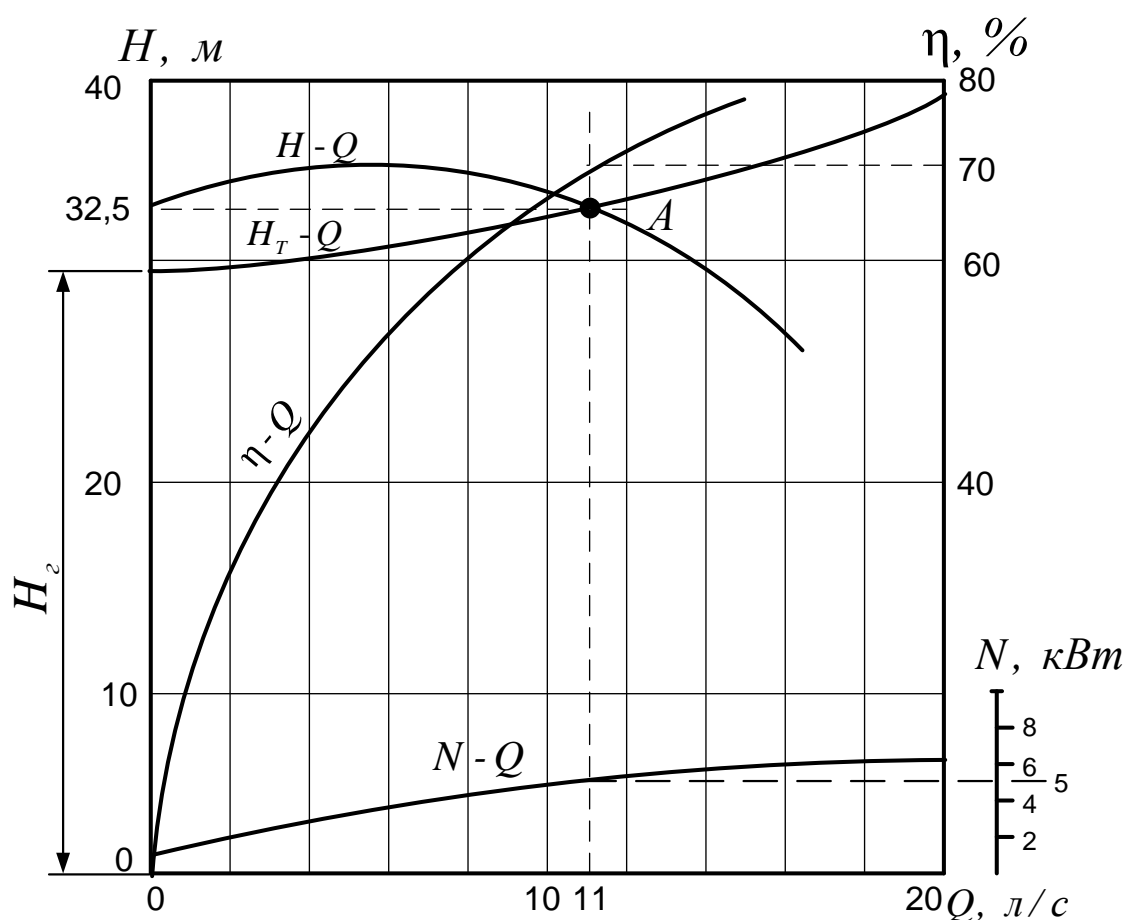


Рисунок 5.29 - Характеристики сумісної роботи насоса з трубопроводом: А-робоча точка

Для побудови напірної характеристики трубопроводу $H_T - Q$ необхідно визначити декілька її точок.

Як відомо напір в трубопроводі описується рівнянням $H_T = H_z + h_g$. Згідно з умовою завдання $H_z = 30\text{м}$. Втрати напору h_g визначаються за залежністю

$$h_g = A \cdot l_p \cdot Q^2 \cdot \beta \quad (5.47)$$

Значення параметрів, що входять до цієї залежності встановимо таким чином.

Q - задаємося значеннями 0; 5; 10; 15 л/с;

A - прийемо за табличними даними як функція діаметра і матеріалу трубопроводу – 41,9 (с/м³);

β - прийемо із, як функція швидкості $V = 0,65\text{м/с}$ - 1,1

l_p - прийемо керуючись умовою завдання. Згідно з яким в усмоктувальному трубопроводі:

$$h_{g_{yc}} = 2h_{дог_{yc}}, \quad (5.48)$$

$$\text{а в напірному } h_{g_n} = h_{дог_n} + 0,1 \cdot h_{дог_n} = 1,1h_{дог_n}. \quad (5.49)$$

Таким чином:

$$l_p = 2l_{yc} + l_n + 0,1 \cdot l_n, \quad (5.50)$$

$$l_p = 2l_{yc} + 1,1 \cdot l_n = 2 \cdot 20 + 1,1 \cdot 400 = 480\text{м}$$

Підставивши значення параметрів в залежність втрат напору отримаємо

$$h_g = 41,9 \cdot 480 \cdot 1,1 \cdot Q^2 = 22123 \cdot Q^2 \quad (5.51)$$

Таким чином:

$$H_T = H_z + 22123 \cdot Q^2 \quad (5.52)$$

Задаючись вищеприйнятими значеннями Q знайдемо відповідні їм значення H_T . Результати розрахунків заносимо в таблиці 5.2.

Таблиця 5.2 - Результати розрахунку напору в трубопроводі
 H_T

$Q, \text{л/с}$	0	5	10	15	20
$h_g, \text{м}$	0	0,55	2,2	4,95	8,85
$H_T, \text{м}$	30	30,55	32,2	34,95	38,85

За отриманими значеннями H_T будемо напірну характеристику трубопроводу $H_T - Q$ безпосередньо на координатній площині робочих характеристик насоса (рис. 5.29) в

тому ж масштабі, що і напірна характеристика насоса. Для цього на осі H відкладаємо $H_c = 30\text{ м}$, а далі від неї будуємо параболу. На перетині напірних характеристик насоса $H - Q$ і трубопровода $H_T - Q$ отримаємо робочу точку A .

5. По відповідним осям (рис. 5.29) для робочої точки отримаємо наступні значення показників роботи насосної установки : $H = 32,5\text{ м}$; $Q = 1,1\text{ л / с}$; $\eta = 70\% = 0,7$; $N = 5\text{ кВт}$

Висновок - отримані показники роботи насосної установки задовольняють вимогам завдання.

5.4. Контрольні запитання

1. Дайте класифікацію гідропневмотранспорту.
2. Перерахуйте фізико-механічні властивості гідросумішей.
3. Назвіть реологічні параметри сільськогосподарських матеріалів.
4. Що таке зрошення і режим зрошення сільськогосподарських культур? Розкрийте сутність цих понять.
5. Які способи поливу сільськогосподарських культур застосовуються при зрошенні? Розкрийте їх сутність.
6. Що таке зрошувальна система? Покажіть її схему, поясніть призначення її елементів.
7. Охарактеризуйте дощувальну техніку, яка застосовується для поливу сільськогосподарських культур.
8. Поясніть техніко-економічні показники зрошувальних систем.
9. Що таке осушення земель? Розкрийте його суть.
10. Які перспективні способи зрошування вам відомі.
11. Що таке крапельне зрошування? Що входить до складу системи крапельного зрошування?
12. Які головні переваги крапельного зрошування при його використанні для сільськогосподарського виробництва?
13. Які основні параметри визначаються при гідравлічному розрахунку системи крапельного зрошування?

6. СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКЕ ВОДОПОСТАЧАННЯ

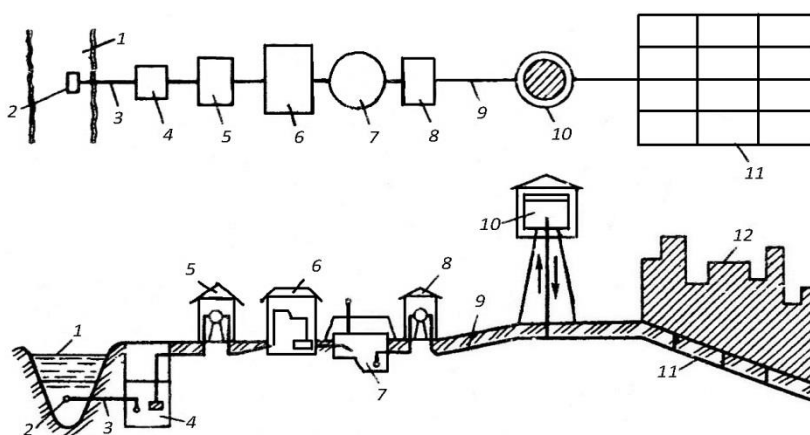
6.1. Водопостачання населених пунктів

6.1.1. Системи і схеми водопостачання

Система водопостачання являє собою комплекс взаємопов'язаних споруд, призначених для забезпечення потреб у воді сільськогосподарського селища і входять до його складу підприємств.

У завдання систем водопостачання входить отримання води з природного джерела, поліпшення її якості відповідно до вимог споживачів, транспортування до споживачів і подача до всіх заданих точок водовідбору. У точках відбору води в трубах водопровідної мережі повинні бути забезпечені задані тиск та витрата води.

Згідно із зазначеними завданнями система водопостачання включає наступні споруди (рис. 6.1): водозабірну споруду 2, що здійснює забір води з вибраного джерела; насосні станції першого 5 і другого 8 підйомів, що створюють необхідний тиск в системі; споруди для очищення й обробки води (станція очищення води) 6; резервуари чистої води 7; водоводи 5 і водопровідні мережі якими транспортують воду до об'єктів і місць її споживання; водонапірна башта 10.



1 – вододжерело; 2, 3, 4 – водозабірні споруди; 5, 8 – насосні станції першого і другого підйомів; 6 – станція очищення води; 7 – резервуар чистої води; 9 – водовід; 10 – водонапірна башта; 11 – водопровідна мережа.

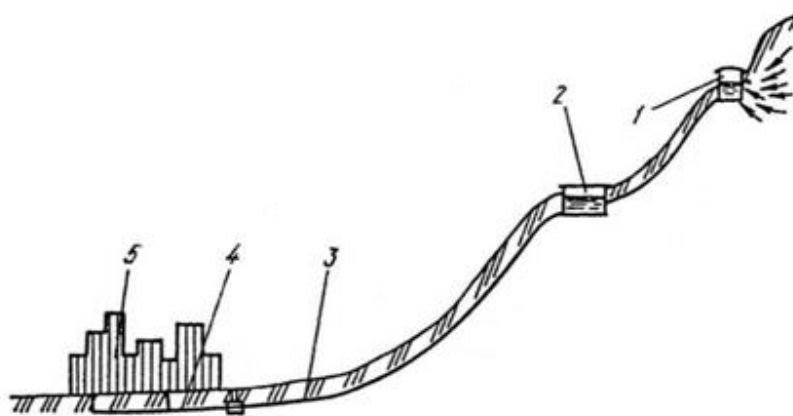
Рисунок 6.1 - Схема системи водопостачання селища з поверхневого джерела

У залежності від призначення, місцевих природних умов,

вимог водоспоживачів або економічних міркувань склад споруд та їх взаємне розташування в системі водопостачання можуть бути різними. Водонапірна башта може розташовуватися перед споживачем і за ним, на більш високій ділянці місцевості. У цьому випадку башта виконує функції контррезервуара. Місце розташування водонапірної башти визначається топографією населеного пункту, його конфігурацією і розміром. В значній мірі схема водопостачання залежить від обраного джерела води. При заборі води з підземного джерела в ряді випадків може відпасти необхідність в очисних спорудах.

При заборі з підземного джерела вода може подаватися насосами зі свердловини в збірний резервуар, а звідти – насосною станцією другого підйому по водоводу через водонапірну башту в розподільчу водопровідну мережу. Часто вода з підземного джерела насосами відразу подається у водонапірну башту і розподільчу мережу.

На рисунку 6.2 показана схема самопливного водопроводу. Вода з водозбірної споруди самопливом надходить через регулюючий резервуар по водоводу та розподільчу мережу до споживача. Подібна схема водопостачання застосовується в гірській місцевості.



1 - вододжерело; 2 - регулювальний резервуар; 3 - напірний водовід; 4 - розподільча мережа; 5 - населений пункт.

Рисунок 6.2 - Схема самопливного водопроводу

Схема механізованого водопостачання тваринницьких ферм складається з водозабору, насосної станції, розподільчої мережі напірно-регулюючої споруди (водонапірної башти). У деяких випадках схему водопостачання доповнюють спорудами по очищенню та знезараженню води.

На пасовищах для напування тварин влаштовують водопійні пункти, куди 1...3 рази на день гурти тварин повертаються для

водопою та відпочинку. Тому тварини не можуть далеко відходити від водопійного пункту і пасуться, не виходячи за межі радіусу дії водопою, який приймається, залежно від виду тварин, ємкості пасовищ і організації випасу, від 2 до 6 км. Водопійний пункт на пасовищі повинен обслуговувати не більше 2000 голів овець, 250 голів великої рогатої худоби або коней.

В комплекс споруд водопійного пункту, як правило, входять водозабірні споруда з водопідйомним обладнанням, регулюючі резервуари та водопійний майданчик з напувалками.

В залежності від конкретних умов розглянуті схеми водопостачання можуть змінюватися.

Системи водопостачання класифікуються за низкою ознак. За основним призначенням використовуваної води системи водопостачання поділяють на господарсько-питні, виробничі і протипожежні.

Господарсько-питні системи водопостачання призначені для задоволення питних, господарсько-побутових і санітарно-гігієнічних потреб населення. Ці системи повинні подавати воду високої питної якості.

Виробничі системи водопостачання забезпечують водою різні виробничі об'єкти. Ці системи забезпечують постачання водою тваринницькі ферми, пасовища, польові стани, теплиці, ремонтні майстерні, підприємства з переробки сільськогосподарської продукції, молочні, консервні, цукрові, сироварні заводи і т.п. Необхідна якість води, що подається цими системами, визначається технологічними вимогами виробництв.

На промислових підприємствах влаштовують:

- прямооточні системи водопостачання, коли вода входить до складу продукту, що випускається або технологічний процес, що використовує воду, змінює її склад настільки істотно, що повторне використання відпрацьованої води стає неможливим. У цьому випадку передбачають скидання використаної води після змішування з іншими стічними водами;

- оборотні системи водопостачання використовуючи воду зовсім її не забруднюють або забруднюють незначно або нагрівають. З метою економії доцільно після охолодження цю воду повторно використовувати на тому ж об'єкті. У цьому випадку з джерела подається близько 3...5 % загальної кількості використовуваної води для поповнення втрат при її обороті. Іноді оборотну воду доводиться не тільки охолоджувати, але і піддавати

деякому очищенню.

У тих випадках, коли вода, що скидається одним з промислових споживачів, може бути використана іншим споживачем, влаштовують, так звані, системи повторного використання води, що також дозволяє зменшити кількість води, що забирається з джерела водопостачання.

Протипожежні системи водопостачання призначені для подачі води на гасіння пожеж. У сільському господарстві системи водопостачання частіше будують об'єднаними. Така система водопостачання задовольняє господарсько-питні, виробничі і протипожежні потреби. За охопленням постачає об'єктів розрізняють локальні, групові та районні системи водопостачання.

Групові водопроводи характеризуються великою протяжністю водоводів, до яких підключаються декілька насосних станцій, регулюючих і запасних місткостей. Такі системи мають важливе значення для маловодних сільськогосподарських районів: Південь України, Казахстан, Поволжя, Північний Кавказ і Закавказзя. Протяжність водопровідних магістралей окремих міжобласних групових сільськогосподарських водогонів досягає 1,7...3,5 тис. км і вони постачають воду до кількох сотень населених пунктів.

По виду джерела водопостачання системи поділяються на ті, що використовують воду поверхневих джерел (річки, водосховища, озера) і ті, що використовують підземні води (грунтові та артезіанські джерела).

За способом подачі води розрізняють самопливні системи і системи з механічною подачею.

За ступенем забезпеченості подачі води централізовані системи водопостачання поділяються на три категорії. До найвищої – I категорії відносяться системи водопостачання підприємств ряду галузей промисловості та великих населених пунктів (понад 50 тис. жителів) для яких допускається перерва в подачі води не більше ніж 10 хвилин, а також допускається зниження розрахункових витрат на господарсько-питні потреби на 30 % протягом трьох діб. У другу категорію входять системи водопостачання підприємств і населених пунктів (від 5 до 50 тис. жителів), в яких допускаються перерви в подачі води до 6 годин і зниження подачі води на 30% протягом 10 діб. Системи водопостачання селищ з кількістю жителів до 5 тис. чоловік, в яких допускається перерва в подачі води до 1 доби і зниження подачі на 30% на термін до 15 діб, відносяться до III категорії надійності.

Категорію сільськогосподарських групових водопроводів визначають по населеному пункту з найбільшим числом жителів.

Сільськогосподарське водопостачання на відміну від міського і промислового має свої особливості, зумовлені наступними факторами: розосередженістю споживачів по території і сезонною циклічністю сільськогосподарського виробництва.

Сільськогосподарське виробництво ведеться на великих земельних угіддях, що обумовлює необхідність розосередження населених пунктів по території землекористування. Споживачі води (люди, тварини, машини) при виконанні ряду виробничих операцій (оранка, прибирання, випасання тварин і т.д.) переміщуються територією.

Зазначені обставини ускладнюють системи водопостачання, збільшують дальність транспортування вода, ускладнюють експлуатацію систем.

Циклічність сільськогосподарських робіт призводить до нерівномірного завантаження систем водопостачання, збільшення регулюючих ємностей і впливає на вибір схем водопостачання, тип і конструкцію споруд.

Будівництво водопроводів у сільській місцевості покращує санітарно-гігієнічні умови життя населення, позбавляє людей від важкої праці з доставки води, створює зручності у побуті.

У сільськогосподарському виробництві, особливо у тваринництві, централізоване водопостачання значно підвищує продуктивність праці, в кілька разів знижує витрати з доставки та розподілу води.

Своєчасне напування тварин чистою водою збільшує їх продуктивність: по молоку приблизно на 10 %, по м'ясу до 5%, зменшує збитки від падежу і захворювань худоби.

6.1.2. Визначення потреби води

Для проектування системи водопостачання і подальшої її експлуатації необхідно знати кількість споживаної води та режим її споживання. Об'єм споживання води встановлюється за кількістю споживачів. При розрахунку водоспоживання враховують також витрати води на полив вулиць і зелених насаджень, на технічні потреби виробництва.

Розрахункове число водоспоживачів у сільських населених

пунктах та інших об'єктів АПК встановлюють з урахуванням перспективи їх розвитку на 10...15 років.

Систему водопостачання будують відразу або чергами. В останньому випадку необхідно встановити число водоспоживачів на кінець кожної черги будівництва. Дані про планове число і склад водоспоживачів отримують в планових органах та безпосередньо в господарствах. При цьому встановлюють планований благоустрій населених пунктів, поверховість будівель, технічну оснащеність тваринницьких ферм і виробництв.

У сільському господарстві число водоспоживачів в окремих господарських центрах на пасовищах, польових станах, фермах може змінюватися відповідно до сезону. Тому необхідно мати відомості про склад водоспоживачів протягом кожного сезону.

Середнє протягом року добове споживання води кожною групою споживачів визначають за середньодобовими нормами, наведеними у відповідних розділах СНиП 2.04.02-84.

Середньодобова норма споживання на одного жителя (л/доб) у населених пунктах, в залежності від благоустрою житлових будинків наведена в таблиці 6.1.

У норми водоспоживання входять всі витрати води на господарсько-питні потреби в житлових і громадських будівлях та комунальних установах, обслуговуючих жителів даного населеного пункту, сільської місцевості нерідко громадські установи наприклад, лікарні, інтернати, пральні і т.п., обслуговують мешканців інших селищ. У цих випадках витрати води на них враховуються додатково за СНиП 2.04.01-86.

Таблиця 6.1 - Норми господарсько-питного водоспоживання (СНиП 2.04.02-84).

Ступінь благоустрою районів житлової забудови	Водоспоживання одним мешканцем, середньодобове за рік, л/доб
Забудова будівлями, обладнаними внутрішнім водопроводом та каналізацією:	
• без ванн	125 – 160
• з ванними і місцевими водонагрівачами	160 – 230
• з централізованим гарячим водопостачанням	250 – 850

Для районів забудови з водокористуванням з водорозбірних колонок норму водоспоживання на одного жителя слід приймати 30-50 л/доб. Вибір водоспоживання в межах, зазначених у таблиці повинен проводитися в залежності від кліматичних умов, ступеня благоустрою району та інших місцевих умов. Нижні межі норм відносяться до північних районів, а верхні - до південних.

Витрати води на один полив вулиць та тротуарів з вдосконалять-ванним покриттям становить 0,3...0,5 л/м², зелених насаджень в селищах - 3...4 л/м², газонів і квітників 4...6 л/м². У стелажних теплицях і парниках на полив потрібно 6 л/м² води, а в ґрунтових зимових теплицях – 15 л/м² на добу. Поливання посадок на присадибних ділянках вимагає для овочевих культур – 3...15 л/м² на добу, а для плодових дерев – 10...15 л/м² на добу.

При відсутності даних про площі зелених насаджень селищ витрата на їх полив приймають в перерахунку на одного жителя 50...90 л/доб в залежності від кліматичних умов, ступеня благоустрою населених пунктів та інших місцевих умов.

Норми витрати води тваринами залежать від умов утримання і обладнання тваринницьких приміщень. Деякі середньодобові норми водоспоживання на одну голову на тваринницьких фермах і комплексах (крім напування тварин передбачений витрата води на мийку приміщень, молочної посуду, охолодження молока, приготування кормів та інші потреби) наведені нижче в таблиці 6.2

Таблиця 6.2 - Норми водоспоживання в тваринництві (СНиП 2.04.02-84).

Назва тварин	Норма водоспоживання на одну голову, л/доб
корови	70...132
коні	45...80
свині	15...25
вівці, кози	4,5...7
кури	0,31...0,36
качки	1,92
гуси	1,68

Примітка: При механізованому видаленні гною витрата води на одну голову збільшується на 4...10 л/доб залежно від способу гноєвидалення.

Норми споживання води тваринами на пасовищах дещо менші, ніж при стійловому утриманні, так як не потрібно витрачати воду

на прибирання приміщень, приготування корму і т.д. Так встановлено, що на літніх пасовищах споживання води на одну голову великої рогатої худоби м'ясної породи та коней становить 50...60 л/доб, овець 6...8 л/доб, а на зимових пасовищах відповідно 30...35 л/доб, і 3...4 л/доб.

Норми витрати води на експлуатацію засобів механізації залежать від їх конструкції і потужності. При експлуатації автомобілів, комбайнів та інших машин вода витрачається для систем охолодження двигунів, на мийку і догляд за машинами.

У розрахунках приймають, що на заправку водою одного трактора або комбайна витрачається до 1 л/доб води на кожну кінську силу потужності встановлених на них двигунів, а автомашини – 10 л/доб на 1 т її вантажопідйомності. На мийку автомашин вантажопідйомністю до 3 т потрібно 400...500 л води, тракторів – 800...600 л, на один ремонт автомашини або трактора у майстернях – 1 м³/доб.

Витрати води на виробничі потреби промислових і сільськогосподарських підприємств визначаються на підставі технологічних даних і приймаються за вказівкою технологів. Для орієнтовних підрахунків витрат води на підприємствах користуються нормами витрат води на одиницю продукції. Так, на молочних заводах на переробку 1 т молока необхідно 10...15 м³ води, на консервних – 10...15 м³ води на 1 т переробляються овочів, на м'ясокомбінатах – 6...10 м³ води на 1 т живої маси худоби. На сироварних і маслоробних заводах на виробництво 1 т продукції потрібно 35...40 м³ води, в хлібопекарнях на випічку 1 т хліба – 1,7 м³ води. На цукрових заводах на переробку 1 т буряка потрібно 8...12 м³ води.

На промислових підприємствах, крім виробничих потреб, слід враховувати господарсько-питні потреби у воді працюють при нормі 25 л/зміну в холодних цехах та 45 л/зміну в цехах з підвищеним тепловиділенням.

Витрата води на будівництві визначається за питомими видатками води на одиницю об'єму будівельних робіт, наприклад, на приготування 1 м³ бетону затрачають 2...2,5 м³ води, на кладку 1000 штук цегли – 110...120 л і т.п.

Крім регулярного забезпечення господарсько-питних потреб система водопостачання повинна подавати воду на гасіння пожежі. Подача протипожежного витрати досягається за рахунок форсування роботи водопровідних споруд, створення

протипожежних запасів води в резервуарах і резервних потужностей на насосних станціях, де встановлюють спеціальні протипожежні насоси.

Вихідні дані для розрахунку водопроводу на випадок пожежі (протипожежні витрати і запаси води, ймовірне число одночасних пожеж, тривалість пожеж) визначають за нормами СНиП 2.04.02-84.

Витрати води на зовнішнє пожежогасіння з пожежних кранів, гідрантів вуличної водопровідної мережі в житловій зоні сільських населених пунктів приймають в залежності від числа жителів: до 1000 осіб – 5 л/сек; від 1000 до 25000 чоловік – 10 л/с при 1...2 поверхової забудові і 10...15 л/с при більшій поверховості забудови і т.д.

На території виробничо-господарських комплексів витрату води на зовнішнє пожежогасіння на одну пожежу встановлюють залежно від об'єму і ступеня вогнестійкості виробничих будівель і категорії виробництва з пожежної небезпеки таблиця 6.3.

Таблиця 6.3 - Витрати води на гасіння пожежі у виробничих будівлях, л/с

Ступінь вогнестійкості	Категорія виробництва	Об'єм будівлі, тис. м ³				
		до 3	3...5	5...20	20...50	50...200
I, II	Г, Д, Е	10	10	10	10	15
I, II	А, Б, В	10	10	10	20	30
I, II	Г, Д	10	10	10	25	35
III	В	10	15	20	30	40
IV, V	Г, Д	10	15	20	30	-
IV, V	В	15	20	25	40	-

Розрахункове число одночасних пожеж встановлюється нормами: в житловій зоні з населенням до 10 тис. жителів – 1 пожежа, від 10 до 100 тис. жителів – 2 пожежі; на території виробничо-господарських комплексів при її площі до 150 га – 1 пожежа, більше 150 га – 2 пожежі.

Для об'єднаних господарсько-протипожежних водопроводів населених пунктів і сільськогосподарських виробничо-господарських комплексів, розташованих поза населеним пунктом, розрахункова кількість одночасних пожеж приймається рівним одному на підприємстві або в селищі при території підприємства до

150 га і при числі жителів у селищі не більше 10 тис. Якщо територія підприємства понад 150 га, а число жителів у селищі від 10 до 25 тис. чол., то для розрахунку розподільчої мережі приймається дві одночасні пожежі, що вимагають найбільших витрат на гасіння.

Додатково до витрат води на зовнішнє пожежогасіння повинні враховуватися витрати води на внутрішнє пожежогасіння у великих житлових, громадських і виробничих будівлях, обладнаних внутрішніми пожежними кранами. У сільських умовах витрати води на внутрішнє пожежогасіння зазвичай не перевищують 2,5...5 л/с. Розрахункову тривалість пожежі приймають рівною 3 години.

Протипожежне водопостачання селищ з кількістю жителів не більше 5000 чоловік, а також складів грубих кормів об'ємом до 1000 м³ і складів добрив об'ємом будівель до 5000 м³ допускається з природних і штучних водоймищ чи резервуарів із забором води з них пожежними насосами або мотопомпами. У цьому випадку необхідне число водоймищ чи резервуарів визначається виходячи з того, що радіус їх дії при гасінні пожежі не повинен перевищувати: насосами встановленими на автомобілях – 200 м, мотопомпами – 100...150 м. Об'єм кожного резервуара повинен бути розрахований на витрату води, необхідної для гасіння однієї пожежі протягом 3 годин. Максимальний термін відновлення пожежного об'єму у води повинен бути в сільськогосподарських населених пунктах і виробничих підприємствах не більше 72 г.

Для селищ з кількістю жителів до 50 чоловік при забудові одно-двоповерховими будинками, а також для окремо розташованих виробничих і тваринницьких будівель I і II ступеня вогнестійкості об'ємом до 1000 м³ протипожежне водопостачання можна не передбачати.

При розробці перспективних сільськогосподарських систем водопостачання норма водоспоживання повинна прийматися не менше 150 л/доб на одного жителя.

Встановивши чисельність кожної групи споживачів води n_i та середньодобові норми водоспоживання q_i кожного з них, визначають середньодобові витрати води, м³/доб

$$Q_{\text{доб.с}} = \frac{\sum n_i q_i}{1000} . \quad (6.1)$$

6.1.3 Режим водоспоживання та визначення розрахункових витрат

Витрата води в населених пунктах не залишається весь час постійним, а змінюється під впливом природних, соціально-економічних, господарських і технічних факторів. У перші роки після завершення будівництва водопроводу середньодобове водоспоживання менше розрахункового. Але в міру збільшення числа водоспоживачів, підвищення добробуту населення, благоустрою будинків та селищ, зростання технічної оснащеності господарств воно зростає. Розрахункового значення водоспоживання досягне до кінця розрахункового періоду.

Протягом року спостерігаються коливання водоспоживання по сезонах в залежності від агрокліматичних умов, зміни видів сільськогосподарських робіт та інших виробничих процесів. Сезонність сільськогосподарських робіт є причиною зміни числа водоспоживачів у селищах і господарських центрах, наприклад, у зв'язку з переведенням худоби зі стійлового утримання на пасовище, реалізацією тварин і т.п. Сезонні зміни числа водоспоживачів можуть бути встановлені по виробничим планам господарства, за якими можуть бути підраховані також середньодобові витрати води по сезонах.

Крім сезонних змін водоспоживання протягом року спостерігається коливання добових витрат води зі значними відхиленнями від середньорічного значення. Коливання добових витрат залежать від погоди, режиму роботи на виробництві, звичаїв і звичок населення, чергування святкових, вихідних і робочих днів і т.п. Поєднання цих факторів у кожную добу не піддаються обліку і можуть розглядатися як випадкові.

Протягом доби відбуваються також значні коливання часових витрат, що викликаються, з одного боку, зміною дня і ночі, розпорядком роботи, а з іншого - згаданими випадковими явищами.

Зміни добових і часових витрат води вивчаються дослідним шляхом, а отримані дані обробляються з використанням статистичних методів. За даними спостережень будують розрахункові добові графіки – аналоги коливань часових витрат, в яких вартові витрати виражають у відсотках від добового об'єму водоспоживання. На рисунку 6.3 показаний добовий графік коливань витрат води у сільськогосподарському

населеному пункті. Зниження водоспоживання вночі зумовлено тим, що у цей час не працюють виробничі підприємства а населення відпочиває. Часовий графік витрат води на виробничих об'єктах: тваринницьких комплексах фермах, промислових та інших підприємствах можна побудувати за відомими нормами витрат води на окремі операції та термінами їх виконання.

Усередині кожної години споживання води також коливається. Однак при розрахунку зовнішніх водопроводів ці коливання не враховують, а приймають, що протягом години споживання не змінюється.

Визначення розрахункових витрат. Для надійного забезпечення споживачів водою система водопостачання розраховується на максимальний добовий витрата $Q_{доб.мах}$. Так як найвищі витрати повторюються дуже рідко і розрахована за ним система мала б низький коефіцієнт використання, то за розрахунковий зазвичай приймають витрату 2...5 % забезпеченості, який обчислюється за кривими розподілу. Середньодобове водоспоживання протягом тривалого періоду, як показано вище, непостійне, воно змінюється відносно в невеликих межах. Встановлено, що коефіцієнт добової нерівномірності $K_{доб.мах}$ (відношення максимального добової витрати до середнього добового) приймається $K_{доб.мах} = 1.1-1.3$.

При розрахунках систем водопостачання іноді потрібно знати мінімальні добові витрати $Q_{доб.мін}$, відхилення яких від середньодобових оцінюється мінімальним коефіцієнтом добової нерівномірності $K_{доб.мін} = 0,7...0,9$. Для сільських селищ коефіцієнти добової нерівномірності зазвичай рівні: $K_{доб.мах} = 1,3$; $K_{доб.мін} = 0,7$

Розрахункові добові витрати, $м^3/доб$, визначають за формулами:

$$Q_{доб.мах} = K_{доб.мах} Q_{доб.с} , \quad (6.2)$$

$$Q_{доб.мін} = K_{доб.мін} Q_{доб.с} . \quad (6.3)$$

Середня годинна витрата, $м^3/год$, для доби максимального водоспоживання дорівнює:

$$Q_{год.с} = \frac{Q_{доб.мах}}{24} = K_{доб.мах} \frac{Q_{доб.с}}{24} . \quad (6.4)$$

Середньогодинна витрати використовується для розрахунку споруд, що подають цілодобово воду з рівномірними витратами,

наприклад, водозаборів, насосних станцій I підйому, очисних станцій, водоводів. Споруди системи водопостачання, що подають нерівномірні витрати води, наприклад, водопровідні мережі, водонапірні башти, насосні станції II підйому, розраховують з урахуванням коливання годинних витрат. Для розрахунку цих споруд необхідно знати як максимальні, так і мінімальні годинні витрати, м³/год, які визначають за формулами:

$$q_{\text{год.мах}} = K_{\text{год.мах}} \frac{Q_{\text{доб.мах}}}{24}, \quad (6.5)$$

$$q_{\text{год.мін}} = K_{\text{год.мін}} \frac{Q_{\text{доб.мін}}}{24}. \quad (6.6)$$

де $K_{\text{год.мах}}$ та $K_{\text{год.мін}}$ коефіцієнти годинної нерівномірності, що показують у скільки разів максимальні і мінімальні годинні витрати перевищують середньогодинні. Коефіцієнти годинної нерівномірності визначають за формулами:

$$K_{\text{год.мах}} = \alpha_{\text{мах}} \beta_{\text{мах}}, \quad (6.7)$$

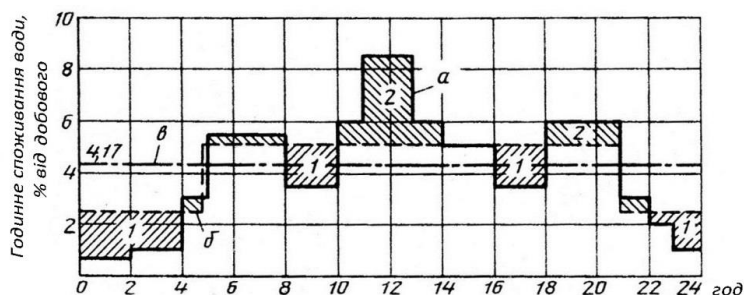
$$K_{\text{год.мін}} = \alpha_{\text{мін}} \beta_{\text{мін}}. \quad (6.8)$$

Коефіцієнти α залежать від благоустрою будівель, та інших місцевих умов, їх приймають: $\alpha_{\text{мах}} = 1,2 \dots 1,4$; $\alpha_{\text{мін}} = 0,4 \dots 0,6$.

Коефіцієнти β обирають в залежності від кількості жителів:

Кількість жителів, тис.	до 0,1	0,15	0,2	0,3	0,5	0,7	1,0	1,5	2,5	4,0	6,0	10	20
$\beta_{\text{мах}}$	4,5	4,0	3,5	3,0	2,5	2,2	2,0	1,8	1,6	1,5	1,4	1,3	1,2
$\beta_{\text{мін}}$	0,01	0,01	0,02	0,03	0,05	0,07	0,1	0,1	0,1	0,2	0,25	0,4	0,5

Для розрахунків водопостачання підприємств тваринництва та птахівництва можна наближено брати $K_{\text{год.мах}} = 2,5$. Максимальні годинні витрати можна також визначити безпосередньо за добовим графіком витрат води (рис. 6.3).



1 - об'єм води, що накопичуються в години малого її розбору і витрачається в години інтенсивного водоспоживання - 2

Рисунок 6.3 - Графіки добового водоспоживання (а), водоподачі (б) і середньодобова подача (в)

В системах сільськогосподарського водопостачання коефіцієнти годинної нерівномірності $K_{\text{год.мах}}$ мають такі значення: для житлової зони упорядкованих центральних селищ – 1,4...1,6; для невеликих житлових селищ з водороздачею з вуличних колонок – 1,8...2,0; для молочних ферм великої рогатої худоби, оснащених сучасним устаткуванням – 1,9.

Так як умовно вважають, що протягом години витрати залишаються постійними, то розрахункові секундні витрати для години максимального (мінімального) водоспоживання, л/с:

$$q_{\text{мах}} = \frac{Q_{\text{год.мах}}}{3,6} , \quad (6.9)$$

$$q_{\text{мін}} = \frac{Q_{\text{год.мін}}}{3,6} . \quad (6.10)$$

Проектуючи водопостачання сільських населених пунктів, де крім житлової зони є виробничо-господарський комплекс, будують сумарний графік добового водоспоживання, який одержують додаванням часових витрат води, взятих з графіків водоспоживання у житловій та виробничій зонах селища. При цьому витрати на полив вулиць і зелених насаджень відносять на години мінімального 50...80 % і середнього 20...50 % господарчо-питного водоспоживання. Максимальні годинні витрати води у цьому випадку знаходять за сумарним графіком водоспоживання.

6.1.4 Режим роботи споруд системи водопостачання, розрахункові напори

Після вибору схеми водопостачання, тобто складу і взаємного розташування основних споруд, визначення розрахункових добових витрат води і графіка водоспоживання можна встановити режим роботи окремих споруд системи в їх взаємозв'язку.

Розглянемо взаємозв'язок у роботі окремих споруд системи водопостачання, показаної на рис. 9.1. Рух води в системі забезпечується роботою насосних станцій першого та другого підйомів.

Завданням насосної станції I підйому є подача добової витрати з джерела водопостачання на очисні споруди. Режим роботи взаємопов'язаних споруд – водозабору, насосної станції I підйому і станції очистки води – приймається рівномірним протягом доби з середньодобовими витратами. Такий режим протягом доби

забезпечує найменші розрахункові навантаження зазначених споруд і їх найменшу вартість. Після очищення вода поступає в резервуар чистої води.

З резервуара чистої води вода забирається насосною станцією II підйому та подається по водоводах до водонапірної башти і далі в розвідну водопровідну мережу селища.

Насосна станція II підйому подає воду за вирівняним рівномірним або ступінчастим графіком.

Резервуар чистої води є першою "регулюючою ємністю" розташованою на межі двох зон з різними режимами роботи.

Другою регулюючою ємністю є водонапірна башта, кількість води, що подається за добу дорівнює сумарній кількості води, витраченої споживачами. В окремі години доби кількість води, що подається в мережу насосною станцією II підйому, може бути більше або менше відібраної споживачами в залежності від графіка режиму водоспоживання.

При розгляді поєднаних графіків подачі та споживання води легко усвідомити роль водонапірної башти (рис. 6.4).

Водонапірна башта регулює подачу води насосної станції. Бак водонапірної башти наповнюється в години малого водорозбору, коли насосна станція подає воду в надлишку (області I на рис. 6.4). Накопичений в баку об'єм води витрачається в години інтенсивного водоспоживання, що перевищує подачу води насосної станції (область 2 на рис. 6.4).

Чим ближче графік подачі буде до графіку водоспоживання, тим менше буде необхідний об'єм регулюючої ємності бака. Практично для наближення кривої подачі до кривої споживання можна збільшити число ступенів графіка подачі. У водопроводах, які мають у своєму складі водонапірні башти, число ступенів графіка роботи насосної станції II підйому приймають: від однієї для малих водопроводів; до трьох – для великих водопроводів. У баку башти передбачають десятихвилинний протипожежний запас води, необхідний для подачі води в період включення протипожежних насосів.

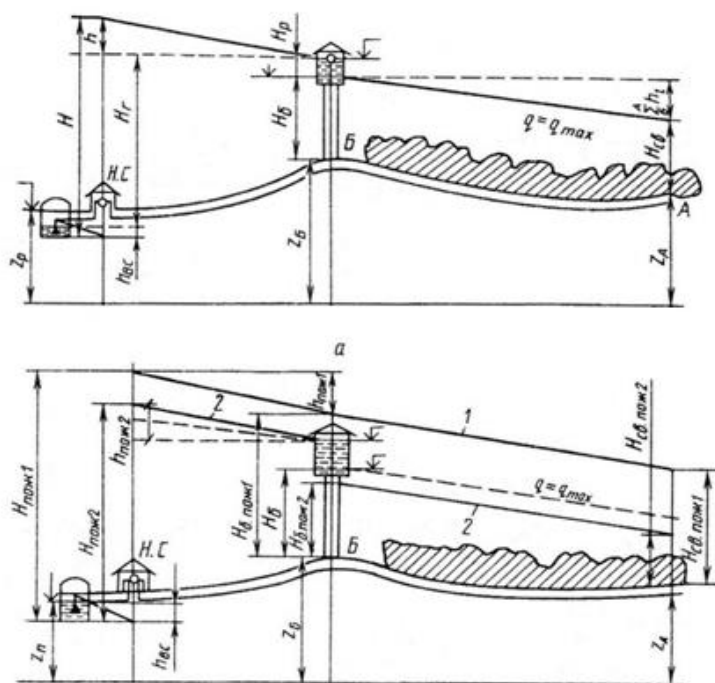
Розвідна водопровідна мережа повинна подавати в селище потрібні витрати води з напором, що забезпечують нормальний її розбір. Мережа найбільш інтенсивно працює в години максимального водорозбору, коли по трубах проходять максимальні витрати і втрати напору в них досягають найбільшого значення. У ці години лінія п'єзометричного напору займе

найнижче положення, тобто напір в мережі буде мінімальним (рис. 6.4).

Тиск (напір) в трубах в різних точках мережі залежить не тільки від висоти п'єзометричної лінії, але і від висоти розташування цих точок на місцевості. П'єзометричні напори у трубах, відлічені від поверхні землі, називають вільними напорами. Вільний напір повинен бути достатнім для забезпечення нормального водорозбору із санітарних приладів на всіх поверхах будівель.

Мінімальний вільний напір встановлюють залежно від поверховості будівлі: при одноповерховій забудові – 10 м, при більшій поверховості на кожний поверх додають ще по 4 м.

Вільні напори для виробничих зон визначають з урахуванням технологічних вимог. Вільний напір біля водорозбірних колонок загального користування повинен бути не менше 10 м.



1,2 - п'єзометричні лінії при пожежі з відключеною і працюючою баштою
Рисунок 6.4 - Схеми роботи водопроводу при господарсько-питному водоспоживанні (а) та пожежі (б)

Максимально допустимий п'єзометричний напір у водопровідній мережі обумовлюється механічною міцністю труб та водопровідної арматури. Граничне значення напору в мережі не повинно перевищувати 60 м. Якщо напори в мережі перевищують 60 м – проводять зонування системи водопроводу, тобто розбивають його на окремі зони, в яких тиск не перевищує граничного значення.

В одиночних високих будівлях воду на верхні поверхи підкачують за допомогою місцевих насосних установок.

Точка мережі, в якій вільний напір в годину максимального водоспоживання буде найменшим, називається *диктуючою*. Якщо в диктуючій точці буде створено необхідний вільний напір, то у всіх інших точках мережі він буде більшим. За цією умовою знаходять висоту водонапірної башти. На схемі водопроводу (рис. 6.4, а), диктуючою є точка А з геодезичної відміткою Z_A . Водонапірна башта розташована в точці Б, що має геодезичну відмітку Z_B .

Висоту водонапірної башти, рахуючи до дна бака, позначимо через H_B . У диктуючій точці вільний напір при максимальному водозаборі дорівнює $H_{в.н.}$.

На підставі рівняння Бернуллі запишемо:

$$Z_B + H_B = Z_A + H_{в.н.} + \sum h_{вт} , \quad (6.11)$$

де $\sum h_{вт}$ – сума втрат напору в мережі при максимальному водорозборі на ділянці від водонапірної башти до точки А.

В обох частинах рівняння (6.11) опущені швидкісні напори зважаючи на їх відносно малі величини та близькі один до одного значення.

Висота водонапірної башти дорівнює:

$$H_B = Z_A + H_{в.н.} + \sum h_{вт} - Z_B . \quad (6.12)$$

Вільний напір у будь-якій точці мережі можна знайти так:

$$H_{в.н.i} = Z_B + H_B - Z_i + \sum h_{вт.i} , \quad (6.13)$$

де $\sum h_{вт.i}$ – сума втрат напору від водонапірної башти до i точки.

Для зменшення висоти, а, отже, і вартості водонапірної башти її слід розташовувати по можливості на найвищій точці місцевості та як можна ближче до населеного пункту. При великих ухилах місцевості або розташуванні водонапірної башти на пагорбі може виявитися, що $H_B \leq 0$. Тоді замість башти встановлюють більш дешевий підземний резервуар.

Знаючи висоту водонапірної башти можна визначити напір насосної станції II підйому.

Вільний напір у водопровідній мережі під час гасіння пожежі залежить від способу його гасіння. Існує дві системи пожежогасіння високого і низького тиску. З системою високого

тиску пожежу гасять безпосередньо з мережі за допомогою пожежних рукавів, приєднаних до пожежних гідрантів. Вільний напір у мережі водопроводу високого тиску повинен бути достатнім для того, щоб подати воду на найвищу точку палаючої будівлі з пожежного рукава довжиною 120 м. та забезпечити виліт з стовбура брандсбойтів компактного струменя на висоту 10 м, тобто

$$H_{\text{в.н.пож}} = H_{\text{буд}} + \sum h_{\text{пож.рук}} + 10, \quad (6.13)$$

де $\sum h_{\text{пож.рук}}$ – сума втрат напору у пожежному рукаві.

Такий напір створюється у водопроводі спеціальними пожежними насосами, встановленими на насосній станції. З системою пожежогасіння низького тиску вода з гідрантів водопровідної мережі забирається пересувними насосами, якими обладнані пожежні автомашини, і нагнітається по рукавах до місця пожежі з тим же напором, що і в разі використання системи високого тиску. У водопровідній мережі при пожежі підтримується вільний напір, рівний 10 м.

Висота водонапірної башти при пожежі в точці **A** визначається за формулою:

$$H_{\text{Б пож}} = Z_{\text{А}} + H_{\text{в.н.пож}} - \sum h_{\text{вт.пож}} - Z_{\text{Б}}, \quad (6.14)$$

де $\sum h_{\text{вт.пож}}$ – сума втрат напору в мережі при пожежному водорозборі на ділянці від водонапірної башти до точки **A**

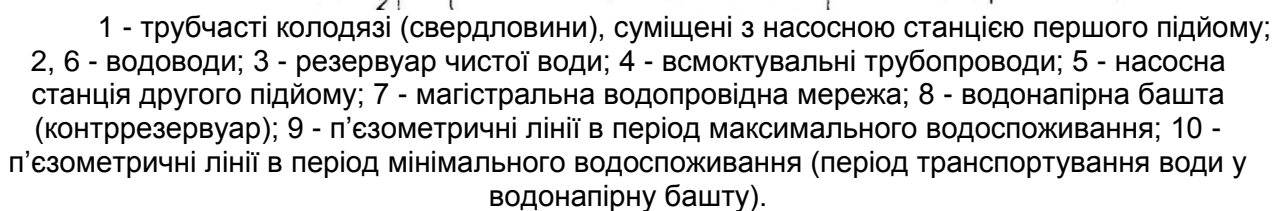
Як правило, $H_{\text{Б пож}}$ відрізняється від висоти водонапірної башти $H_{\text{Б}}$. Якщо $H_{\text{Б пож}} > H_{\text{Б}}$ – то висота водонапірної башти недостатня для створення потрібних вільних напорів в мережі в момент пожежі. Тому при пожежі водонапірну башту відключають, а підвищений тиск $H_{\text{Б пож}}$ створюють спеціальним насосом, встановленим в насосній станції (рис. 6.4, б).

При вимкненій башті пожежний насос повинен подавати розрахункові витрати, працюючи з напором $H_{\text{Б пож}}$.

При включеній башті в ній зберігають невеликий об'єм води на перші 10 хв гасіння пожежі, поки не буде включений пожежний насос. Повний протипожежний запас води на 3 години перебуває в резервуарі чистої води.

У другому випадку, коли $H_{\text{Б пож}} \leq H_{\text{Б}}$ (рис. 6.4, б), водонапірну башту не вимикають, так як створюваний нею напір достатній для гасіння пожежі. Під час пожежі насосна станція повинна подавати в систему витрати води, достатні для задоволення господарських і

Часто найбільш високо розташовані на місцевості точки селища які забезпечуються водою є найбільш віддаленими від насосної станції. Розташовуючи водонапірну башту на найвищих відмітках, отримуємо систему водопостачання з контррезервуаром, коли башта і насосна станція II підйому знаходяться в протилежних кінцях мережі (рис.6.5).



Режим роботи системи протягом доби при такому розташуванні башти буде істотно відрізнятися від режиму роботи системи з вежею на початку мережі. Як показано вище в години максимального водорозбору сумарні витрати води селищем Q перевищують подачу насосів. Недостачаюча кількість води $Q - Q_H = Q_B$ надходить із башти. При розташуванні башти на

початку мережі обидві витрати Q_H та Q_B складаються і в початкову точку мережі надходить $Q_{max} = Q + Q_B$. У системах з контррезервуаром в години максимального водорозбору вода в мережу буде подаватися з двох протилежних сторін: від насосної станції Q_H та від башти Q_B . Знаючи Q_H та Q_B , можна намітити райони живлення мережі від насосної станції і з башти. На межі цих районів буде відбуватися зустріч потоків води, що йдуть від насосної станції і з башти.

При такому русі води в мережі зміниться і положення п'єзометричної лінії. Найменші п'єзометричні напори будуть у точках, що лежать на кордонах обох районів живлення.

Критичною з них є точка a_1 . У цій точці вільний напір $H_{в.н}$ призначають залежно від поверховості забудови. Вліво і вправо від точки a будують п'єзометричні лінії з ухилом, відповідним втратам напору при максимальному водорозборі: $\sum h_B$ – від башти до точки a , і $\sum h_H$ – від початкової точки мережі з боку насосної станції до точки a_1 . Визначивши втрати напору і знаючи геодезичні позначки поверхні землі, визначають висоту башти H_B і напір насосів H_H :

$$H_B = H_{в.н} + \sum h_B - (Z_B - Z_{a1}) \quad (6.15)$$

$$H_H = H_B + (\sum h_H + H_{в.н} + \sum h_B) + (Z_B - Z_H) \quad (6.16)$$

У години, коли подача насосної станції перевищує споживання, мережа живиться від насосної станції, а надлишок води транзитом проходить по мережі в контррезервуар. При цьому п'єзометрична лінія набуває однозначний ухил на всьому протязі руху води. Мінімальна п'єзометрична висота буде біля башти. Якщо ж насосна станція припинить подачу, мережа в цьому випадку отримує живлення від контррезервуара.

Отже, мережу з контррезервуаром розраховують на три варіанти роботи:

- максимального водорозбору (живлення від насосної станції і з башти);
- найбільшого транзиту води в контррезервуар (живлення від насосної станції);
- живлення мережі з контррезервуара.

Крім цього, роблять перевірочний розрахунок мережі на пропуск протипожежних витрат при максимальному господарському водорозборі.

6.2. Водопровідні мережі та водоводи

6.2.1. Водоводи і їх розрахунок

Водоводи – транзитні трубопроводи, що з'єднують споруди системи водопостачання. Максимальну протяжність мають магістральні водоводи. При значному видаленні населених пунктів від джерела водопостачання водоводи досягають великої довжини. Наприклад, протяжність Ішимського і Буслаївського групових водопроводів в Казахстані досягає більше 1700 км кожний. При водопостачанні селищ із свердловин довжина водоводів зводиться до мінімуму.

Водоводи, як правило, проходять поза межами забудованої території. З них не роблять попутного відбору.

Водоводи групових систем водопостачання подають воду кільком населеним пунктам і можуть мати відгалуження для підведення води до них.

До водоводів – головних живильних артерій системи водопостачання пред'являють високі вимоги щодо надійності подачі води. Тому водоводи прокладають у дві лінії. При аварії на одній з ліній інша повинна пропускати не менше 70 % витрати води на господарсько-питні потреби та всі витрати води на виробничі потреби при роботі за аварійним графіком. Для забезпечення необхідної пропускної спроможності водоводу при аварії на ньому через певні проміжки, влаштовують перемички, що дозволяють вимикати аварійну лінію на окремій ділянці.

При дублюванні водоводу визначають число перемичок виходячи з умови, що при аварії на одній з ліній пропускна спроможність водоводу була б не меншою заданих аварійних витрат:

$$n = \frac{3 S_0 L q_{ав}^2}{4 h_{ав} - S_0 L q_{ав}^2}, \quad (6.17)$$

де $h_{ав}$ – втрати напору при аварії на водоводі; S_0 – питомий гідравлічний опір труби водоводу; L – довжина водоводу.

Прокладка водоводу в дві лінії збільшує його вартість. Тому довгі водоводи часто прокладають в одну лінію. У цьому випадку безперебійність водопостачання забезпечується за рахунок установки в кінці водоводів резервуарів для аварійних запасів води на час ліквідації аварії. Об'єм аварійного запасу визначають за

скороченим водоспоживанням, вказаним вище.

Об'єм цих резервуарів визначають за формулою

$$W = 3,6 (a_{ав} T_{ав} + q_n T_n) , \quad (6.18)$$

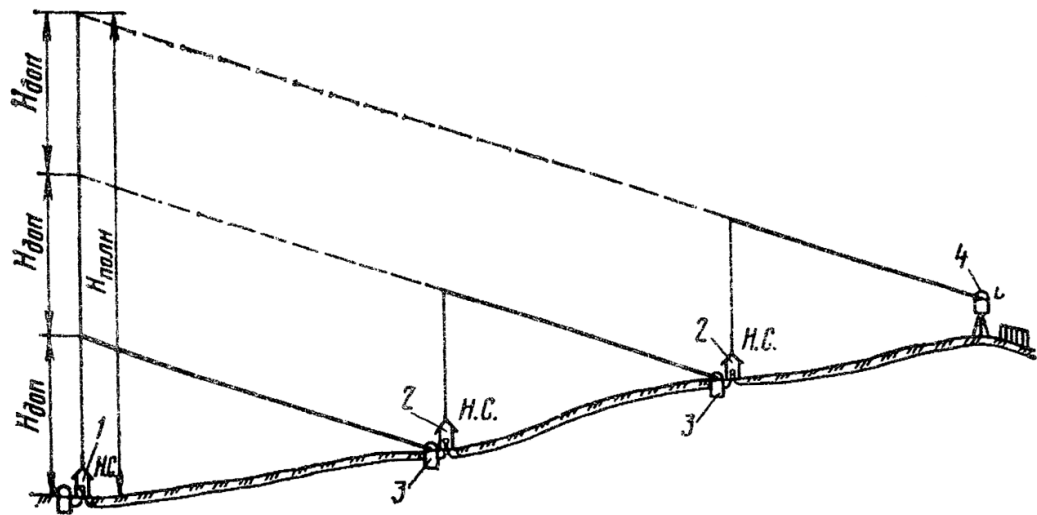
де $a_{ав} = 0,7 Q_{госп} + Q_{пр.ав}$ – аварійні витрати води л/с, необхідні для забезпечення господарсько-питних потреб населення $Q_{госп}$ та промисловості $Q_{пр.ав}$; $T_{ав}$ – час, необхідний для ліквідації аварії на водогоні (8...24 год, залежно від діаметра трубопроводу і глибини його залягання); T_n – розрахункова тривалість пожежогасіння, яка приймається 3...6 год; q_n – витрата води для пожежогасіння.

Водоводи виконують із сталевих, чавунних, азбестоцементних та залізобетонних труб. Для захисту водоводу від розмиву у разі аварії на сусідній паралельній вітці відстань між ними l приймають залежно від діаметра: при $d \leq 300$ мм – $l \geq 5$ м, а при $d > 300$ мм – $l > 10$ м.

Розрахунок водоводів полягає у визначенні економічно найвигіднішого діаметра і втрат напору. Якщо економічно найвигідніший діаметр буде суттєво відрізнятися від стандартних значень, то для вибору діаметра трубопроводу слід попередньо визначити значення приведених витрат.

При великій довжині трубопроводу можливе підвищення тиску при гідравлічному ударі. За розрахункову витрату беруть максимальну подачу насосної станції II підйому. Якщо в кінці водоводу встановлені протипожежні і аварійні ємності, то враховують витрату води, необхідну для поповнення протипожежного запасу води протягом 72 год.

При подачі води на велику відстань у водоводі доводиться створювати значний тиск, що призводить до значного підвищення його будівельної вартості, ускладнює експлуатацію та збільшить витрату електроенергії. Для усунення високих напорів трасу водоводу ділять на зони за принципом послідовного зонування (рис. 6.6). На початку кожної зони розташована насосна станція перекачки, яка подає воду в буферний резервуар при насосній станції наступної зони. Ці резервуари служать для забезпечення нормальної роботи кожної з насосних станцій при несинхронній їх роботі і попереджають поширення гідравлічних ударів на насоси і на сусідні зони при короткочасних перервах у роботі. У буферних резервуарах можна зберігати аварійні запаси води.



1 - головна насосна станція (I підйому); 2 - проміжні насосні станції (II та III підйомів);
3 - буферні резервуари; 4 - водонапірна башта в кінці водопроводу.

Рисунок 6.6 - Схеми зонування водопроводу

Число зон призначають з таким розрахунком, щоб тиск у водогоні не перевищував допустимий (для прийнятого типу труб). Оптимальне число зон встановлюють на основі техніко-економічних розрахунків. В умовах горбистого рельєфу при зонуванні враховують можливість утворення вакууму в водоводах на підвищених відмітках і надмірних тисків у низинах.

У ряді випадків транспортування води від джерела водопостачання до території водоспоживання здійснюється відкритими каналами, обладнаними для нормальної експлуатації спеціальними гідротехнічними спорудами. Іноді канал має декілька ступенів підйому води насосними станціями. Такий характер має, наприклад, поздовжній профіль каналу Сіверський Донець – Донбас, канал Дніпро – Кривий Ріг та ін.

Безперебійність постачання водою при подачі води каналами забезпечується влаштуванням в кінці каналу водосховища. Водосховище використовується як резервна ємність, а також як відстійник, що затримує мул подаваної води.

6.2.2. Розвідні водопровідні мережі

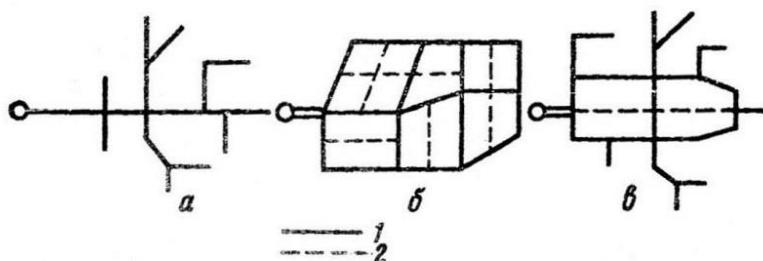
Водопровідні мережі служать для доставки води від джерела до споживача. Зовнішня водопровідна мережа є одним з головних елементів системи водопостачання. Її вартість становить 50...70 % вартості всієї системи водопостачання.

Водопровідна мережа проектується на основі діючого архітектурного планування селища. При цьому беруть до уваги:

конфігурацію селища; розташування вулиць, кварталів; громадських і виробничих будівель; розташування найбільш великих споживачів (тваринницьких комплексів, підприємств) до яких необхідно підводити водопровідні магістралі; рельєфу місцевості, від якого залежить місце установки водонапірної башти і трасування головних водопровідних магістралей (прокладаються на підвищеннях); штучні та природні перешкоди – водні перешкоди, дороги і яри і т.п. Перетини трубопроводів з перешкодами бажано проводити в комплексі з існуючими мостами і шляхопроводами.

Рішення про вибір схеми зовнішньої водопровідної мережі приймається на підставі техніко-економічних розрахунків.

За конфігурацією розвідні водопровідні мережі поділяють на тупикові, кільцеві та комбіновані (рис. 6.7). У тупиковій мережі кожна гілка живиться водою тільки з одного боку – з розміщеної вище магістралі, тому тупикові мережі не можуть забезпечити досить надійну подачу води. У них частіше замерзає вода, сильніше виявляється дія гідравлічного удару. Тупикові лінії застосовують в невеликих сільськогосподарських селищах, а також при підводі води до окремо розташованих будинків або іншим окремим об'єктам. При використанні тупикових ліній для пожежогасіння їх довжина приймається не більше 200 м.



а - розгалужена (тупикова), б - кільцева; в - комбінована;
1 - магістральні лінії; 2 - розподільчі лінії.

Рисунок 6.7 - Схеми водопровідних мереж

У кільцевих мережах трубопроводи утворюють один або кілька замкнутих контурів-кілець (рис. 6.7, б). Завдяки кільцюванню кожна ділянка одержує живлення від двох або декількох ліній, що підвищує надійність роботи мережі, зменшує дію гідравлічного удару, зменшує загрозу замерзання води і т.п. Вартість кільцевих мереж більша вартості тупикових. Господарсько-протипожежні системи проектуються, як правило, кільцевими. Виняток допускається тільки в тих випадках, коли планування селища має витягнуту форму. Мережі систем водопостачання тваринницьких

ферм виконують за тупиковою схемою. Комбіновані мережі об'єднують переваги тупикових і кільцевих схем. Кільцева частина обслуговує компактно забудовану частину селища, а тупики – окремо розташовані об'єкти.

Лінії водопровідної мережі поділяють на магістральні та розподільні.

Магістральні трубопроводи є основними транспортними системами, що розводять воду по території населеного пункту. Їх трасують в напрямку руху основних мас води, при цьому вони повинні проходити поблизу великих споживачів (підприємства, ферми тощо) і охоплювати квартали з найбільш щільною забудовою. У великих населених пунктах магістральні трубопроводи не повинні проходити головними вулицями. У малих населених пунктах навпаки магістральні трубопроводи прокладають вздовж основних вулиць.

Розподільні лінії отримують живлення від магістральних трубопроводів і служать для підведення води до будинків і кварталів, віддаленим від магістралей.

Поділ ліній водопровідної мережі на магістральні та розподільні умовний, так як всі лінії беруть участь у транспортуванні та розподілі води.

Діаметр труб розподільних ліній не розраховується, а призначається залежно від величини протипожежної витрати, прийнятої для даного селища.

Діаметр труб розвідної мережі, що подає одночасно воду на господарсько-питні та протипожежні потреби, не можна призначати менше 100 мм, а для невеликих сільськогосподарських селищ – менше 75 мм.

В залежності від взаємного розташування вододжерела та водонапірної башти розрізняють мережі з прохідною баштою і контррезервуаром.

За кількістю точок живлення розрізняють водопровідні мережі з одностороннім і багатостороннім живленням (живлення від декількох джерел води). У сільському водопостачанні мережі з багатостороннім живленням застосовують у тих випадках, коли постачання водою здійснюється з декількох водозабірних свердловин або інших вододжерел.

6.2.3. Гідравлічний розрахунок розподільних водопровідних мереж

Гідравлічний розрахунок розвідних водопровідних мереж проводять з метою визначення економічно найвигідніших діаметрів труб і втрат напору в них при подачі розрахункових витрат води. Перед гідравлічним розрахунком, як показано вище, виконують трасування мережі і призначають схему її живлення. Водопровідні мережі з прохідною баштою розраховують на подачу максимальних секундних господарсько-питних витрат води. Якщо водопровід призначений також для протипожежного водопостачання, то роблять перевірочний розрахунок мережі на пропуск протипожежних і господарсько-питних витрат води в годину максимального водоспоживання. При цьому, у розрахункову витрату не враховують витрати води на полив зелених насаджень, миття обладнання, змив гною та інші другорядні витрати води.

Водопровідні мережі з контррезервуарами додатково розраховують на пропуск витрати води в контррезервуар в годину максимального транзиту.

Витрати води великих споживачів (підприємства, майстерні, ферми) відносять до категорії зосереджених відборів, прив'язаних до окремих точок мережі. Витрати інших споживачів (житлові будинки, водорозбірні колонки, тощо) відносять до категорії розподілених рівномірно по довжині відборів – шляхових витрат. При цьому вважають, що шляхові витрати рівномірно розподілені по довжині магістральної мережі в межах забудови з однаковою інтенсивністю. У розрахунковий період вважають, що інтенсивність відбору постійна і не залежить від коливань тиску в мережі. При цьому, умовно вважають, що водоспоживання кожної ділянки мережі пропорційне його довжині при постійній питомій витраті:

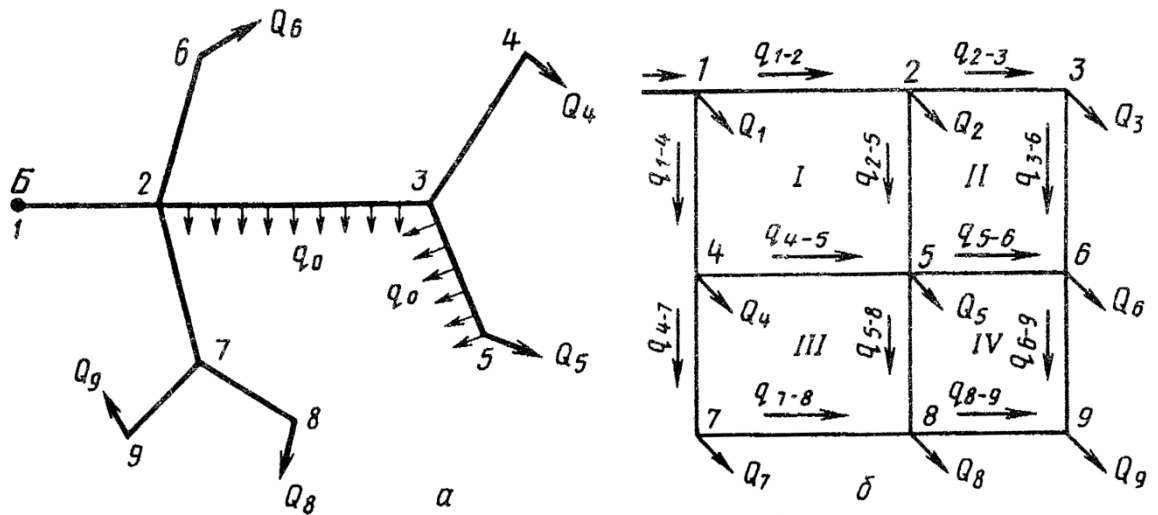
$$q_{\text{пит}} = \frac{Q}{\sum l_i}, \quad (6.19)$$

де Q – загальні витрати води, які відбираються з мережі при розрахунковому режимі на господарсько-питні потреби; $\sum l_i$ – загальна довжина магістральної водогінної мережі в зоні забудови з шляховими витратами.

У розрахунок вводять довжину лише тих ліній, які проходять в межах забудованої території. Якщо забудова розташована з одного

боку, то в розрахунок приймають половину її довжини.

Для розрахунку мережі її ділять на розрахункові ділянки, які розмежовують точками – вузлами. Кожній ділянці присвоюють номер (рис. 6.8, а). У межах забудови на лініях з шляховим відбором довжину розрахункових ділянок приймають 500...1500 м. Вузли намічають у всіх точках мережі, де різко змінюються витрати води в трубопроводі або характер відбору, наприклад: в місцях відгалужень трубопроводів (вузол 3); біля великих споживачів (вузол 5); на межах розгалужень (вузол 7).



а - розгалуженої (тупикової), б - кільцевої.
Рисунок 6.8 - Розрахункові схеми мереж

Шляховий відбір на ділянках, що роздають воду по шляху, дорівнює добутку питомих шляхових витрат на довжину ділянки:

$$q_{\text{шлях}} = q_{\text{пит}} l_i . \quad (6.20)$$

При наявності зосереджених відборів у загальному випадку витрати на ділянці будуть визначатися за формулою:

$$Q_{\text{розр.}} = Q_{\text{тр}} + 0,5q_{\text{шлях}} . \quad (6.21)$$

Розрахунок розгалуженої мережі. На початку розрахунку вибирається магістральна лінія. Вона повинна поєднувати водонапірну башту з одним з кінцевих вузлів. Крім того, магістральна лінія має, зазвичай, найбільшу довжину. По ній проходять більші витрати, ніж по інших намічених лініях. За кінцевий, звичайно, приймається вузол з найбільшою геодезичною відміткою поверхні землі. Іноді при виборі магістральної лінії порівнюють різні варіанти.

Припустимо, що в точці 4 найбільше споживання Q_4 та найвища геодезична позначка землі Z_4 . Однак, точка 5 найбільш

віддалена від башти. Визначимо розрахункові витрати по всіх ділянках мережі. По наведеним вище правилами враховується наявність зосереджених і рівномірно розподілених витрат. На ділянці 3-4 розрахункові витрати $q_{3-4} = Q_4$, а на ділянці 3-5 розрахункові витрати:

$$q_{3-5} = Q_5 + 0,5(q_{\text{пит}}l_{3-5}). \quad (6.22)$$

Розрахункові витрати на ділянці 2-3 визначається так:

$$q_{2-3} = Q_4 + Q_5 + q_{\text{пит}}l_{3-5} + 0,5(q_{\text{пит}}l_{2-3}). \quad (6.23)$$

За такою ж методикою визначають розрахункові витрати на всіх інших ділянках розподільної мережі. Діаметр труб водопровідної мережі при відомих значеннях економічного фактора і витрат на ділянках визначають за довідниками. З попередніх опрацювань відомі геодезичні відмітки землі у вузлах мережі, довжини ділянок мережі і мінімальні вільні напори в кінцевих вузлах мережі. Необхідний вільний напір в мережі $H_{\text{в.н}}$ приймається за методикою, викладеною в п. 6.1.4.

Необхідний п'єзометричний напір у точці 3 для подачі води в точку 4:

$$H_{3(4)} = H_4 + \sum h_{\text{вт}}_{3-4} = Z_4 + H_{\text{в.н.4}} + (S_0 q^2 l)_{3-4}. \quad (6.24)$$

Напір в точці 3 для подачі води в точку 5:

$$H_{3(5)} = H_5 + \sum h_{\text{вт}}_{3-5} = Z_5 + H_{\text{в.н.5}} + (S_0 q^2 l)_{3-5}. \quad (6.25)$$

При порівнянні двох значень необхідного п'єзометричного напору в точці 3 для подальших розрахунків вибирається більший. Якщо, наприклад, $H_{3(5)} > H_{3(4)}$ – то основною магістраллю буде напрямок 1-2-3-5.

Далі визначається п'єзометричний напір у точці 2 та висота водонапірної башти $H_{\text{Б}}$:

$$H_2 = H_3 + \sum h_{\text{вт}}_{3-2} = H_3 + (S_0 q^2 l)_{3-2}, \quad (6.26)$$

$$H_{\text{Б}} = H_3 + \sum h_{\text{вт}}_{3-\text{Б}} - Z_{\text{Б}} = H_3 + (S_0 q^2 l)_{3-\text{Б}} - Z_{\text{Б}}. \quad (6.27)$$

Гілки мережі можна розраховувати як трубопровід із заданими початковими і кінцевими напорами. Так, для гілки 3-4 необхідний питомий опір:

$$S_{03-4} = \frac{H_3 - H_4}{(q^2 l)_{3-4}} . \quad (6.28)$$

За значенням S_0 (додаток, табл. 4, 5) визначається необхідний діаметр трубопроводу на цій ділянці.

Якщо відгалуження складається з декількох ділянок (наприклад, 2-7-8), то рекомендується заздалегідь знайти середній п'єзометричний ухил

$$i_{сер} = (H_2 - H_8)/(l_{2-7} + l_{7-8}). \quad (6.29)$$

Потім обчислюють орієнтовний п'єзометричний напір в точці 7:

$$H_7 = H_2 - i_{сер} \cdot l_{2-7} \quad (6.30)$$

і необхідний питомий опір на ділянці 2-7:

$$S_{02-7} = (H_2 - H_7)/(q^2 l)_{2-7} . \quad (6.31)$$

За значенням $S_{0(2-7)}$ підбирають стандартний діаметр трубопроводу і для нього уточнюють по довіднику питомий опір S_0^* , а потім і фактичний п'єзометричний напір в точці 7:

$$H_7^* = H_2 - (S_0^* q^2 l)_{2-7} . \quad (6.32)$$

Розрахунок гілок мережі 7-8 і 7-9 ведеться так само, як гілки 3-4.

За величиною розрахованих напорів на профілі мережі будують п'єзометричну лінію (рис. 6.9).

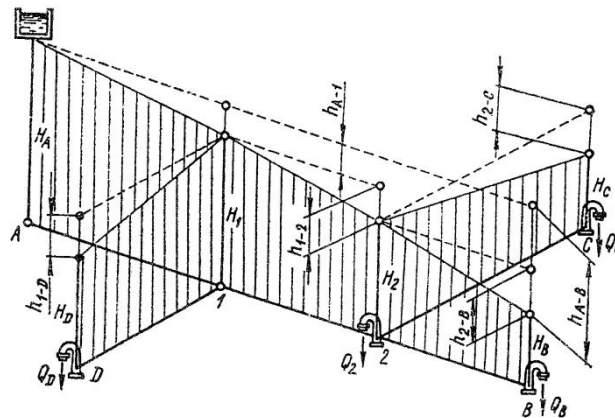


Рисунок 6.9 - Розподіл напорів в лініях розгалуженої мережі

Якщо напір в початковій точці мережі заданий, то розрахунок рекомендується вести аналогічно розрахунку гілки 2-7-8 за середнім п'єзометричним ухилом. Наприклад, для основної магістралі Б-2-3-5:

$$i_{сер} = (H_B - H_5)/(l_{Б-2} + l_{2-3} + l_{3-5}) . \quad (6.33)$$

Далі визначають орієнтовний напір в точці 2, діаметр ділянки 1-2 і уточнений напір. Аналогічно знаходять напір в точці 3 і діаметр ділянок 2-3 і 3-5.

Розрахунок кільцевої водопровідної мережі (рис. 6.8, б). Кільцеві водопровідні мережі являють собою систему замкнутих, суміжних між собою кілець або контурів. Кільцеві мережі більш надійні порівняно з розгалуженими тупиковими, так як дозволяють у разі потреби вимикати їх окремі ділянки для ремонту та інших цілей, не порушуючи подачу води в решту мережі. Виникнення в кільцевій мережі різких і швидких змін тиску гідравлічного удару не так небезпечно, як у тупиковій.

Особливість кільцевої мережі полягає в тому, що будь-який вузол може отримувати живлення з двох і більше напрямків. Таким чином, після підготовки розрахункової схеми задача розрахунку кільцевої мережі залишається невизначеною. Для усунення цієї невизначеності намічають напрямок течії води на ділянках так, щоб вода від башти до вузлів подавалася по найкоротшому шляху. Напрямок течії води показують на розрахунковій схемі стрілками (див. рис. 6.8, б). Потім намічають розподіл потоку води гілками мережі і визначають розрахункові витрати на ділянках, дотримуючись при цьому правила балансу витрат у вузлах:

$$\sum Q_i = 0. \quad (6.34)$$

Вираз (6.34) – перший закон Кіргофа. Важливою є умова взаємозамінності ліній подачі води з різних напрямів у випадку аварії. Останнє досягається призначенням близьких за величиною витрат на ділянках магістралей, якими рухаються основні маси води (наприклад, 1-2-3-6-9 та 1-4-7-8-9 на рис. 6.8, б).

Для спрощення визначення розрахункових витрат на ділянках шляхові витрати приводять до вузлових. У загальному випадку приведені вузлові витрати $Q_{\text{вузл}}$ дорівнюють півсумі шляхових витрат ділянок, що примикають до вузла. Якщо у вузлі є зосереджені витрати $\sum Q_{\text{зос}}$, то їх додають, тобто:

$$Q_{\text{розр.вузл}} = Q_{\text{вузл}} + \sum Q_{\text{зос}}. \quad (6.35)$$

Після такого попереднього визначення розрахункових витрат на ділянках мережі визначають економічно найвигідніші діаметри труб на кожній з них.

З встановлення діаметрів труб на ділянках завдання розрахунку мережі стає гідравлічно визначеною задачею. При заданих діаметрах труб та вузлових відборах витрати води на

ділянках розподіляються так, щоб у кожному кільці повинні бути збалансовані втрати напору, тобто, сума втрат напору на ділянках з рухом води за годинниковою стрілкою, повинна дорівнювати сумі втрат на ділянках з рухом води проти годинникової стрілки:

$$\Sigma h_i = 0 . \quad (6.36)$$

Вираз (6.36) – другий закон Кіргофа.

Так як спочатку розрахунку кільцевої мережі витрати на ділянках задавалися ще до визначення діаметрів труб, то не було можливості врахувати умови балансу втрат напору в кільцях. Тому умова балансу в більшості випадків виявляється порушеною:

$$\Sigma h_i = \pm \Delta h , \quad (6.37)$$

де Δh – нев'язка.

Це означає, що витрати води на ділянках мережі з попередньо призначеними діаметрами труб фактично розподіляються інакше, ніж було намічено.

Гідравлічний розрахунок кільцевої мережі полягає у відшуванні істинного розподілу витрат на її ділянках і відповідних їм втрат напору, при яких дотримувалася б умова балансу втрат напору в кільцях. Чим більше нев'язка, тим більше відрізняються спочатку намічені витрати від справжніх. Допустима величина нев'язки $|\Delta h| \leq 0,5$ м.

Для ув'язки мережі спочатку намічені витрати на ділянках виправляють на деяку величину Δq , яку називають виправляючою витратою. Її знаходять для кожного кільця в залежності від величини нев'язки Δh . У кільці виправляючу витрату беруть однакою для всіх розрахункових ділянок. Завдання ув'язки кільцевої мережі ускладнюється тим, що всі її кільця, особливо суміжні, гідравлічно пов'язані. Зміна витрати на суміжній лінії при ув'язці одного кільця змінює нев'язку сусіднього кільця.

Для ув'язки кілець існує ряд методів. Найбільш розповсюджений метод послідовних наближень (ітерації) Лобачова-Кроса.

Величина виправляючої витрати визначається за формулою

$$\Delta q = \frac{\Delta h}{2 \Sigma S q} , \quad (6.38)$$

або за формулою М. А. Андріяшева

$$\Delta q = \frac{q_c \Delta h}{2 \Sigma |h_i|} , \quad (6.39)$$

де Δh – різниця суми втрат напору в кільці за годинниковою і проти годинникової стрілки; $S = S_0 l$ – опір ділянки трубопроводу; $q_c - \Sigma q_i / n$ – середньоарифметичні витрати води в кільці (контурі) мережі; n – кількість ділянок в кільці (контурі); $\Sigma |h_i|$ – сума абсолютних втрат напору на ділянках кільця (контуру).

За знаком нев'язки в кільці складно визначити, які ділянки кільця перевантажені витратами, а які недовантажені: наприклад, додатня нев'язка ($+\Delta h$) означає, що в напрямку потоку за годинниковою стрілкою ділянка перевантажена витратою води, а при $-\Delta h$ проти годинникової стрілки – недовантажені. виправлення в розрахунках витрат на кожній ділянці здійснюються шляхом віднімання виправляючих витрат (Δq) на перевантажених ділянках кільця та додавання їх на недовантажених. На суміжній лінії вносять дві поправки з боку кожного з суміжних кілець, а виправляючі витрати обчислюють як алгебраїчну суму поправок з боку кожного з суміжних кілець. За виправленими розрахунковими витратами знову визначають втрати напору, і розрахунок повторюють до тих пір, поки нев'язка стане допустимою в кожному кільці. Розрахунки по ув'язці мережі за методом Лобачова-Кроса та М.А. Андріяшева проводять в табличній формі. Так як розрахунок кільцевої мережі трудомісткий, для ув'язки багатокільцевих мереж застосовують ЕОМ.

Після ув'язки мережі за знайденими втратами напору визначають висоту водонапірної башти та напори у вузлах мережі. Попередньо розраховують водовід від башти до першого вузла кільцевої мережі. Цю ділянку для надійності, зазвичай, прокладають двома паралельними трубами.

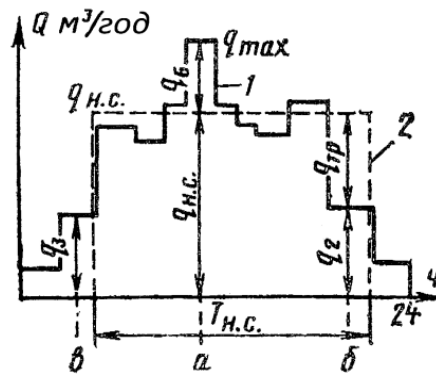
Особливістю визначення висоти башти у випадку кільцевої мережі є те, що втрати напору від башти до диктуючої точки можуть бути підраховані вздовж різних шляхів надходження води з водонапірної. Проектну висоту водонапірної башти приймають як середнє з результатів підрахунку за кількома напрямками.

При перевірочному розрахунку мережі на випадок пожежі основні потоки спрямовують до місця пожежі. Мережа ув'язується методом, описаним вище. Швидкості течії води в трубах при пожежі не повинні перевищувати допустимі 2,5 м/с.

У мережах з контррезервуаром напрямки потоків води на ділянках мережі змінюється в залежності від водоспоживання. Мережу з контррезервуаром, як зазначалось у п. 6.1.4,

розраховують на три можливі варіанти роботи.

Розрахункові витрати в кожному з перерахованих варіантів встановлюють за розрахунковим графіком добового водоспоживання, суміщеним з графіком подачі води насосною станцією II підйому (рис. 6.10).



1 - графік водоспоживання; 2 - графік подачі води насосної станції.

Рисунок 6.10 - Визначення витрат при розрахунку мережі з контррезервуаром

Для варіанту *а* – споживання води мережею дорівнює максимальним розрахунковим витратам за графіком водоспоживання, тобто, $Q_{\text{мережі}} = Q_{\text{max}}$. Так як подача насосної станції $Q_{\text{н.с.}}$ менше споживання, то недолік витрат $Q_{\text{Б}}$ подається з контррезервуара:

$$Q_{\text{Б}} = Q_{\text{max}} - Q_{\text{н.с.}} \quad (6.40)$$

У відповідності з цим встановлюють початковий напрям потоків на ділянках мережі та визначають розрахункові витрати на ділянках з дотриманням балансу витрат у вузлах.

Межі зон живлення від насосної станції та водонапірної башти можна визначити наближено за витратами – секундному насосної станції $Q_{\text{н.с.}}$ і башти $Q_{\text{Б}}$ та питомій витраті мережі $q_{\text{пит.}}$

Сума довжин ділянок, які живляться від насосної станції становить $\Sigma l_{\text{н.с.}} = Q_{\text{н.с.}} / q_{\text{пит.}}$, а від водонапірної башти – $\Sigma l_{\text{Б}} = Q_{\text{Б}} / q_{\text{пит.}}$. У випадку *б* за розрахункове водоспоживання приймають мінімальні витрати води за час роботи насосної станції Q_2 . У цьому випадку транзитна витрата, що проходить по мережі в контррезервуар, буде дорівнювати $Q_{\text{тр}} = Q_{\text{н.с.}} - Q_2$. При живленні мережі з контррезервуара (випадок *в*) за розрахункові витрати приймають максимальні витрати в період зупинки насосної станції. Так як водовідбір з мережі в випадках (*б*) і (*в*) відмінний від розрахункового Q_{max} визначають питомі витрати і вузлові відбори.

При розрахунку мережі з контррезервуаром спочатку складають схеми для трьох розрахункових варіантів і намічають для кожного з них первинний розподіл витрат на ділянках. Діаметри труб на кожній ділянці мережі призначають з урахуванням трьох розрахункових витрат. У мережах з контррезервуаром діаметри труб виходять більш однорідними в порівнянні з мережами з прохідною баштою. Мережу з контррезервуаром погоджують для кожного розрахункового випадку. Після ув'язки мережі, за даними розрахунку першого і третього випадків, обчислюють максимальну висоту водонапірної башти, а за даними розрахунку другого і першого випадків – максимальний напір насосної станції.

Після розрахунку мережі з контррезервуаром по варіанту забезпечення господарсько-питних витрат її перевіряють на пропуск протипожежних витрат води.

У системах з контррезервуаром найбільш несприятливі точки можливих пожеж (найбільш віддалені і розташовані на підвищених ділянках місцевості), зазвичай, виявляються розташованими поблизу башти. Так як $H_{\text{пож}} < H_{\text{в.н.}} < H_{\text{Б}}$ то після виникнення пожежі башта буде подавати до точки (a_1) значну кількість води, що може призвести до швидкого її спорожнення. Тому схеми з контррезервуаром слід розраховувати на подачу в період пожежі сумарних господарських і пожежних витрат від насосної станції.

6.2.4. Труби для водопроводів

Для водоводів і зовнішньої мережі водопроводу використовують чавунні, сталеві, азбоцементні, залізобетонні та пластмасові труби. Використання сталевих труб можливе лише після техніко-економічного обґрунтування.

Сталеві труби застосовують наступних сортamentів: безшовні гарячекатані (ГОСТ 8732-75), діаметр умовного проходу 20...800 мм і довжиною 4...12,5 м; електрозварні з поздовжнім швом, діаметром умовного проходу 100...1400 мм і довжиною 4...24 м (ГОСТ 10704-74); електрозварні зі спіральним швом, діаметром умовного проходу 400...1200 мм (ГОСТ 8696-74); безшовні холоднодеформовані і холоднокатані, діаметром умовного проходу до 200 мм (ГОСТ 10707-73); водогазопровідні, діаметром умовного проходу 6...150 мм і довжиною 4...12 м (оцинковані – для господарсько-питних водогонів, а неоцинковані – для опалювальних систем) (ГОСТ 3268-75). Сталеві труби діаметром до

150 мм з'єднують різьбовими муфтами, а більшого діаметра – за допомогою зварювання. Фланцеві стики застосовують для з'єднання сталевих труб з водопровідною арматурою та обладнанням.

Для захисту сталевих труб від корозії їх покривають шаром протикорозійної ізоляції, влаштовують електрохімічний захист (катодний і протекторний). В якості зовнішнього протикорозійного покриття труб використовують бітумну мастику, армуючі і ізоляційні рулонні матеріали, а також полімерні липкі плівки та стрічки.

Катодний захист сталевих трубопроводів заснований на електрохімічній теорії корозії, згідно з якою метал руйнується під впливом гальванічних електрострумів, що виникають при взаємодії з вологим ґрунтом. При цьому труби, маючи більший електричний потенціал, втрачають позитивно заряджені іони металу. Катодний захист полягає в тому, що штучно створюється така напруга електричного струму, при якій захищений трубопровід завжди має менший потенціал, тобто виконує роль катоду. Труба не буде втрачати іони металу, що зменшує її корозію. Для катодного захисту на відстані 5...7 м від трубопроводу заривають у землю металеві електроди (рейки, труби і т.п.), які з'єднують з позитивним полюсом джерела постійного струму, а захищуваний трубопровід – з негативним.

Можна обійтися і без джерела постійного струму. Для цього поблизу трубопроводу розміщують електроди з металів, що мають більший електрохімічний потенціал, ніж сталь (магнієві сплави, цинк, алюміній і ін.). Електроди з'єднують із трубами електричним дротом. У цьому випадку утворюється гальванічна пара, в якій електричний струм також буде направлений від електродів до труб. Такий захист називається протекторним.

Поблизу електрифікованих залізниць виникають блукаючі електричні струми, що підсилюють корозію. Для боротьби з ними влаштовують електродренаж.

Чавунні труби випускаються відповідно до ГОСТ 9583-75 діаметром 65...1000 мм трьох класів: ЛА, А і Б. При діаметрі до 300 мм ці труби витримують певний тиск: класу ЛА – 2,5 МПа; класу А – 3,5 МПа ; класу В – 4,0 МПа. Чавунні труби з'єднуються між собою розтрубними з'єднаннями. Гладкий кінець труби вставляється в розтруб і центрується. При цьому між ним і опорним уступом розтруба залишається зазор 3...5 мм. Кінцевий простір на 2/3 довжини конопатять просмоленим прядив'яним пасмом. Інша

частина розтруба зашпаровується азбестоцементною сумішшю. Останнім часом стали застосовувати чавунні труби зі стиковими з'єднаннями на самоущільнюючих гумових манжетах та розтрубно-гвинтових чавунних або пластмасових запірних муфтах з гумовим ущільнювальним кільцем. Ці труби випускаються відповідно до ГОСТ 21053-75 діаметром від 65 до 300 мм. Поверхня чавунних труб для захисту від корозії покривається антикорозійним складом в заводських умовах. Монтаж вузлів на мережі проводять за допомогою фасонних частин, виготовлених з чавуну заводським способом. Фасонні частини, на відміну від труб, виготовляють не тільки розтрубними і гладкими, але і з фланцями. У місцях розташування фланцевих фасонних частин влаштовують колодязі. Водопроводи, виконані з чавунних труб, довговічні й надійні в експлуатації. Недоліком їх є малий опір динамічним навантаженням і порівняно велика витрата металу.

Азбестоцементні труби довжиною 3...4 м діаметром умовного проходу 100...500 мм виготовляються за ГОСТ 539-80 із суміші 20...25 % азбесту і 80...75 % цементу за масою. Гладкі зовнішні кінці з'єднують за допомогою спеціальних азбестоцементних або чавунних муфт на ущільнюючих гумових кільцях. Муфти та кільця поставляються разом з трубами. Азбестоцементні труби виготовляються трьох класів: ВТ6, ВТ9, ВТ12 на робочий тиск 0,6; 0,9; та 1,2 МПа, відповідно. Перевага азбестоцементних труб – менша маса і менша вартість у порівнянні з чавунними і сталевими трубами, стійкість проти корозії. Матеріал труб легко піддається механічній обробці.

Залізобетонні труби виготовляються методами вібропресування по ГОСТ 12586-74 і центрифугування по ГОСТ 16953-71 діаметром 500...1600 мм. Залізобетонні труби в залежності від величини розрахункового внутрішнього тиску поділяються на три класи: І – на тиск 1,5 МПа; ІІ – на тиск 1,0 МПа; ІІІ – на тиск 0,5 МПа. Труби випускаються з гладким кінцем або розтрубного типу. Герметизація стику досягається гумовим кільцем і цементним розчином. Полімерні труби для систем водопостачання виготовляють з поліетилену і вінілпласту (полівінілхлориду – ПВХ). Ці пластмаси не впливають на якість води, мають достатньо високу механічну міцність, термопластичні, мають низький гідравлічний опір, легко обробляються.

Поліетиленові труби випускаються з поліетилену низької щільності (ПНП) – ГОСТ 18599-73 і високої щільності (ПВП) –

ГОСТ 18599-73. Ті й інші труби виготовляються наступних типів: легкого (Л) – на внутрішній тиск 0,25 МПа; середньо-легкого (СЛ) – на 0,4 МПа; середнього (С) – на 0,6 МПа; важкого (В) – на 1,0 МПа. Труби з ПНП мають діаметр до 160 мм, а з ПВХ – до 630 мм. Довжина поліетиленових труб – від 6 до 12 м. Труби малого діаметру (до 50 мм) випускаються секціями великої довжини, згорнутими у бухти. Поліетиленові труби з'єднуються тільки за допомогою зварювання.

Труби ПВХ виготовляють з непластифікованого полівінілхлориду по ТУ 6-05-164-73 та вініпласту по ТУ 6-05-1573-72. Труби з непластифікованого полівінілхлориду випускаються діаметром від 10 до 400 мм, а з вініпласту – від 15 до 225 мм. Ці труби зварюються або склеюються. Для склеювання застосовують синтетичні клеї: 14...16 % перхлорвінілової смоли + 84...86 % метиленхлориду; 14...16 % перхлорвінілової смоли + 72...76 % метиленхлориду + 10...12 % циклогексанону. При склеюванні труб необхідно дотримуватись певних правих техніки безпеки, оскільки клеї токсичні.

Недоліком пластмасових труб є високий коефіцієнт лінійного розширення. При нагріванні труб міцність їх різко падає, сильніше виявляються деформації текучості.

Вибір типу труб для будівництва водоводів і мереж систем водопостачання повинен проводитися з урахуванням всіх вимог до безперебійності їх роботи, санітарних вимог та дотримання найбільшої економічності і доцільності їх використання.

Будівельні норми і правила рекомендують переважне використання неметалевих труб.

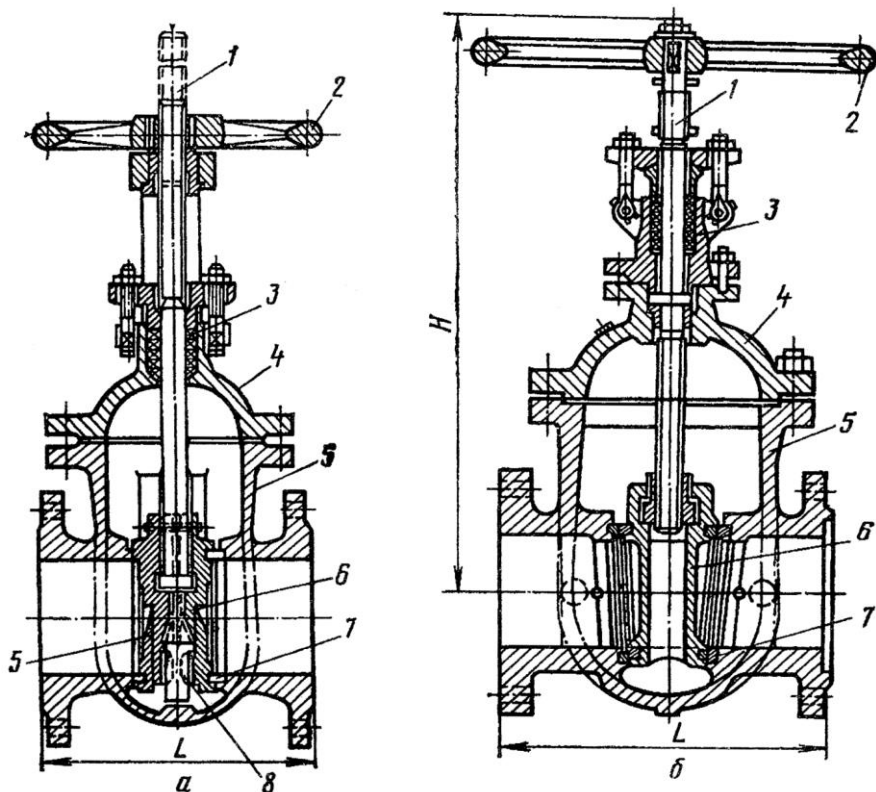
Водопровідні лінії прокладають на такій глибині, щоб вода в трубах не замерзала взимку і не нагрівалася влітку. Глибину закладення труб (рахуючи до низу) приймають більше розрахункової глибини промерзання ґрунтів на 0,5 м. Для запобігання перегріву води літом у південних районах глибину закладення труб господарсько-питних водопроводів приймають не менше 0,5 м, рахуючи від верху труби.

Міцність та герметичність укладених трубопроводів перевіряють гідравлічним або пневматичним випробуванням. Сталеві і чавунні труби випробовують на тиск $p_{роб} + 0,5$ МПа, азбестоцементні – на тиск $p_{роб} + 0,3$ МПа, пластмасові – на тиск $1,5p_{роб}$.

6.2.5. Водопровідна арматура, споруди на мережі. Деталювання мережі

Для управління рухом води в системах водопостачання, захистом трубопроводів від підвищеного тиску або вакууму, а також для забору води з мережі застосовують різну водопровідну арматуру. Вона поділяється на: запірно-регулюючу – засувки, затвори, вентилі; запобіжну – запобіжні та інші клапани, повітряні вантузи і т.п.; водорозбірну – вуличні водорозбірні колонки та пожежні гідранти.

Запірно-регулююча арматура. Засувки служать для часткового або повного перекриття трубопроводу. Прохід води через засувку перекривають за допомогою запірних дисків, керованих гвинтовим шпинделем. Засувки за конструкцією запірних дисків поділяються на паралельні і клинові, а за конструкцією шпинделя – на засувки з висувним і не висувним шпинделем. У паралельних засувках прохід перекривається двома дисками, які при повному закритті отвору розсуваються в сторони клином. У клинових засувках ущільнення проходу досягається за рахунок клиноподібної форми запірного диска (рис. 6.11).



а - паралельна, б - клинова (з не висувним шпинделем); 1 - шпиндель; 2 - маховик; 3 - сальник; 4 - кришка; 5 - корпус; 6 - диск; 7 - латунні кільця ущільнювачів; 8 - опорний клин.

Рисунок 6.11 - Засувки

Засувки великих діаметрів обладнують обвідними лініями, на яких встановлюють засувки менших діаметрів.

Засувки обвідних ліній відкривають перед відкриттям самої засувки, для вирівнювання тиску перед і за засувкою, полегшуючи тим самим її відкриття. Засувки діаметром 600...1200 мм з ручним приводом виготовляють з редуктором, що полегшує їх управління. На мережі в місцях розміщення засувок встановлюють колодязі, розмір яких залежить від числа і діаметру засувок (рис. 6.12). Останнім часом стали застосовувати так звані кільцеві засувки.

Для перекриття труб застосовують також поворотні затвори з діаметром 400...1600 мм. Для автоматичного управління та полегшення маневрування застосовують затвори і засувки з електричним і гідравлічним приводом.

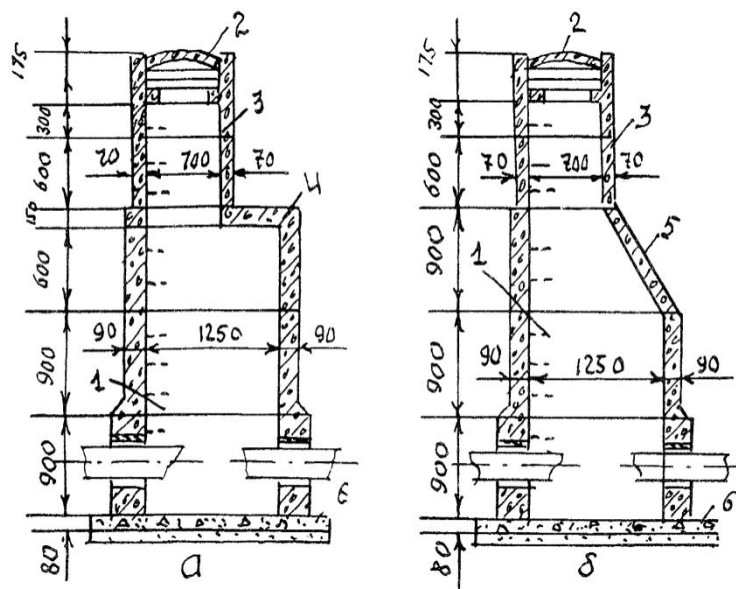


Рисунок 6.12 - Оглядові колодязі водопровідних мереж

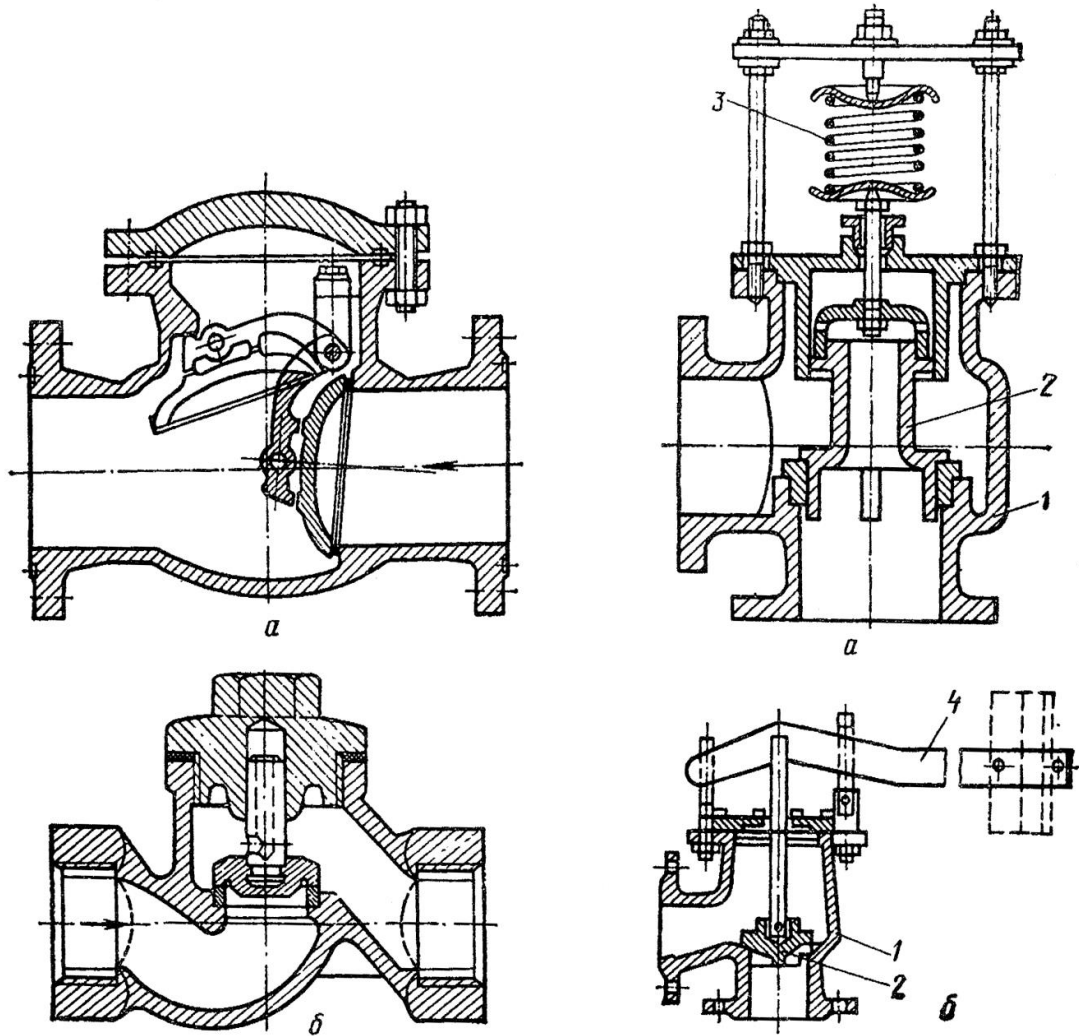
Вентилі застосовують для перекриття трубопроводів діаметром до 200 мм головним чином при монтажі внутрішніх трубопроводів.

Запобіжна арматура. Зворотні клапани слугують для автоматичного запобігання зворотного потоку води в трубопроводі, наприклад, при зупинці насоса. Зворотні клапани бувають підйомні і поворотні. В останніх клапанний диск, який перекриває прохід, обертається на осі. У підйомних клапанах диск укріплений на спрямовуючому штоку. Швидке закриття клапана може спричинити підвищення тиску в трубопроводі. Для усунення цього недоліку розроблені конструкції зворотних клапанів, в яких посадка диска на гнізді сповільнюється амортизаторами. Зворотні

клапани випускаються діаметром від 50 до 1000 мм (рис. 6.13, а).

Запобіжні клапани встановлюють на трубопроводах в яких є небезпека виникнення підвищеного тиску. При підвищенні тиску понад допустимий клапан відкривається, даючи вихід воді з трубопроводу в атмосферу, чим запобігає або зменшується ймовірність його руйнування.

Запобіжні клапани бувають пружинні та важільно-вантажні. Вантажні клапани випускаються діаметром до 150 мм, а пружинні – до 200 мм (рис. 6.13, б).



1 - корпус; 2 - клапан; 3 - пружина; 4 - важіль.

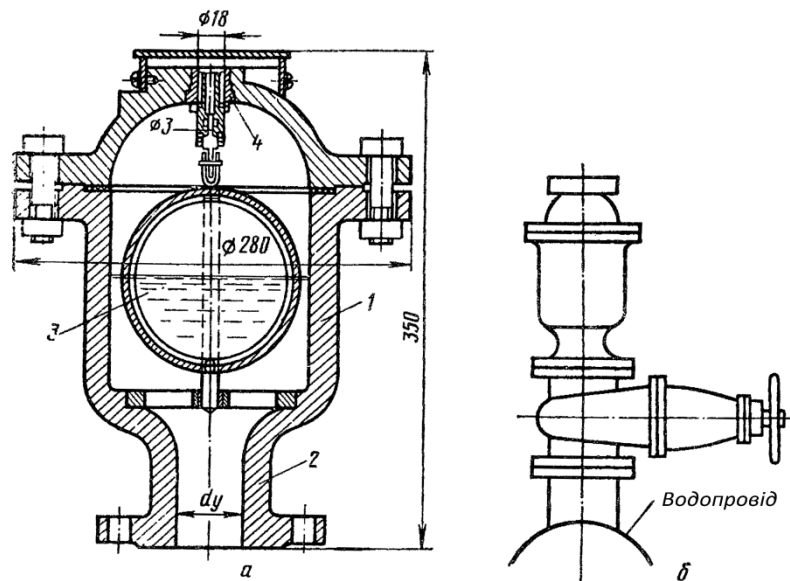
Рисунок 6.13 - Зворотні клапани (I): а - поворотний; б - підйомний; запобіжні клапани (II): а - пружинний, б - важільно-вантажний

Повітряні вантузи служать для автоматичного випуску повітря з трубопроводу. Накопичення повітря в трубопроводах допускати не можна, так як це знижує його пропускну здатність, викликає появу гідравлічного удару.

При спорожненні трубопроводу виникає необхідність впуску повітря для запобігання утворення вакууму. Для впуску повітря в трубопровід невеликого діаметра використовують повітряні

вантузи, а при великих діаметрах – спеціальні аераційні клапани.

Вантузи встановлюють у підвищених точках трубопроводу на переломах профілю, де скупчується повітря і утворюються повітряні пробки. При накопиченні повітря рівень води в вантузі знижується, разом з ним опускається поплавець, відкриваючи клапан (рис. 6.14). Повітря під тиском води виходить в атмосферу. Рівень води в камері вантуза знову підвищується і поплавок закриває клапан. При утворенні вакууму клапан відкривається тиском атмосфери. При заповненні трубопроводу водою вантуз повинен випускати велику кількість повітря під невеликим тиском. Для випуску повітря при заповненні водоводу служать вантузи з двома поплавками.



а - загальний вигляд, б - установка на водоводі; 1 - корпус; 2 - фланцева горловина;
3 - кульовий поплавок; 4 - клапан для випуску повітря.

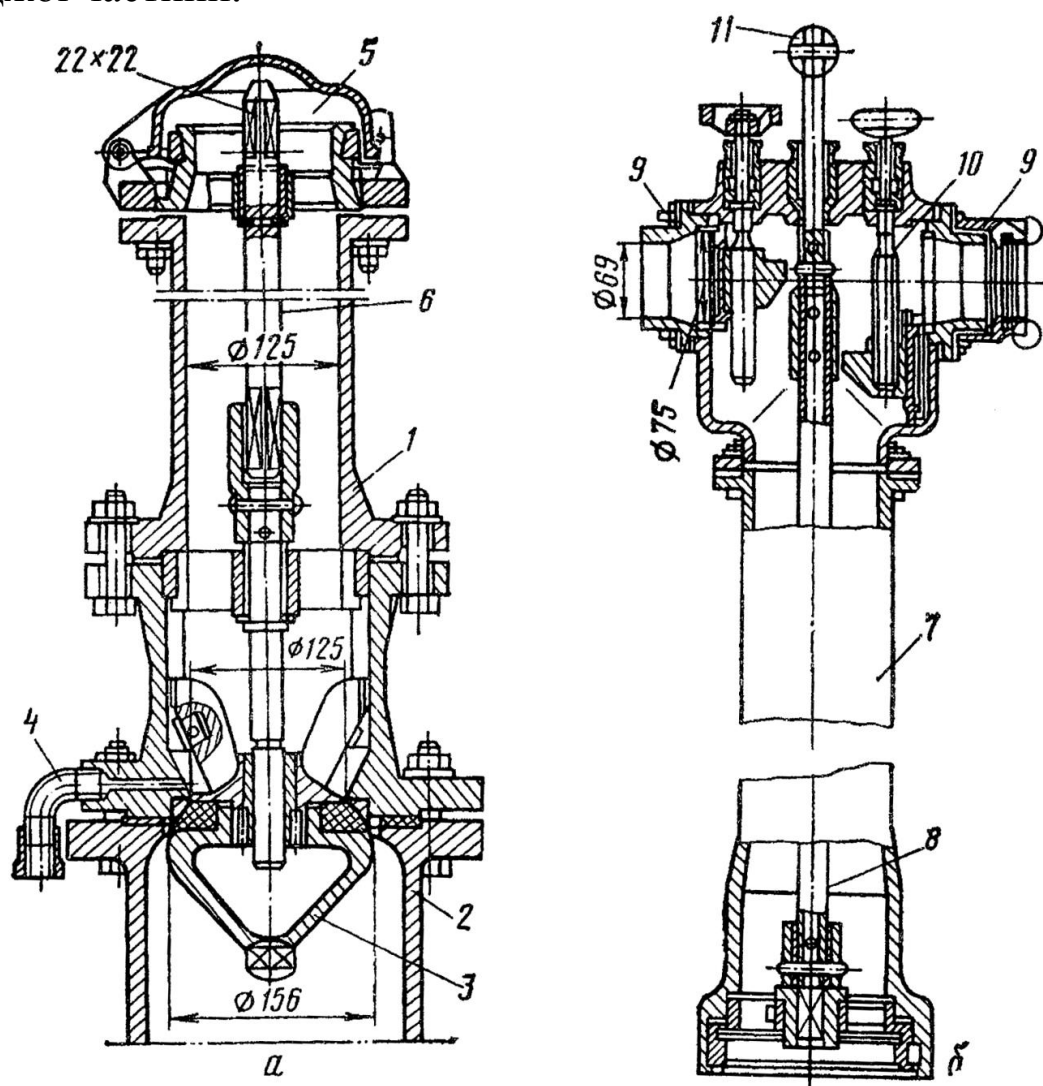
Рисунок 6.14 - Повітряний вантуз для випуску і впуску повітря

У Українському НДІ гідротехніки і меліорації розроблено вантуз з одним поплавцем, що забезпечує випуск великої і малої кількості повітря. Вантуз зазвичай встановлюють із засувкою на фланцевий відросток трійника.

Водорозбірна арматура. Вуличні водорозбірні колонки служать для розбору води населенням з зовнішньої водопровідної мережі. Для усунення замерзання води в зимовий час її вертикальна водорозбірна труба, що виходить на поверхню землі, після припинення забору води повинна автоматично спорожнітися. Існують два типи водорозбірних колонок – ежекторні і поршневі. Найбільшого поширення набули ежекторні водорозбірні колонки. Для нормальної роботи колонки (ежекторної) необхідно створити напір у водопровідній мережі не

менше 10 м.

Пожежні гідранти служать для забору води з зовнішньої мережі на гасіння пожежі. З його допомогою можна швидко під'єднати до водопровідної мережі пожежні рукави і відкривати доступ до води з поверхні землі (рис. 6.15). Пожежні гідранти монтують в колодязі на спеціальній пожежній підставці. При користуванні гідрантом на нього нагвинчують спеціальний пристрій – стендер, до якого приєднують пожежні рукави. Пожежні гідранти встановлюють на водопровідній мережі на відстані не більше 150 м один від одного. Колодязі, в яких розташовані гідранти, повинні розміщуватись від стін будівель не менше ніж на 5 м і мати зручний під'їзд. При розміщенні гідрантів поза проїзною частиною їх розташовують не далі 2,5 м від краю проїжджої частини.



а - пожежний гідрант; б - стендер; 1 - стояк; 2 - пожежна підставка, 3 - клапан; 4 - штанга з квадратною головкою; 5 - спускний пристрій; 6 - ковпак; 7 - корпус; 8 - штанга; 9 - штуцер для приєднання пожежного рукава; 10 - запірний пристрій штуцера; 11 - рукоятка (розміри в мм).

Рисунок 6.15 - Конструкція пожежного гідранта і стендера

Компенсатори встановлюють на трубопроводах з жорсткими сти́ками для усунення шкідливої дії поздовжніх зусиль, що виникають при коливаннях температури. Компенсатори бувають сальникові, тарілчасті або П-подібні.

Засувки на кільцевій водопровідній мережі розміщують, як правило, у вузлах з таким розрахунком, щоб при виключенні окремих ділянок трубопроводу подача води на інші ділянки не припинялася. При цьому не допускається вимикати більше п'яти пожежних гідрантів. У підвищених точках мережі передбачають установку вантузів, а в знижених – випусків. На кресленні деталювання вказують місця встановлення пожежних гідрантів,

водорозбірних колонок та іншої арматури. Показують фасонні частини (хрести, трійники, переходи, коліна, відводи і т.д.), які використані при конструюванні вузлів. Водопровідну арматуру встановлюють в колодязях, яким присвоюється номер. На підставі деталювання складають специфікацію труб, арматури і фасонних частин, необхідних для монтажу водопровідної мережі.

6.2.6. Регулюючі та запасні споруди

До регулюючих і запасних споруд належать водонапірні башти, наземні і підземні резервуари та пневматичні напірно-регулюючі установки з повітряно-водяними котлами.

За призначенням ємності поділяються на регулюючі, запасні і запасно-регулюючі. В залежності від створюваного напору регулюючі та запасні споруди поділяють на напірні та безнапірні.

Напірні споруди мають розташовану на підвищенні ємність, завдяки чому створюється необхідний напір у водопровідній мережі. До напірних споруд відносять: водонапірні башти та резервуари (підземні і наземні), пневматичні котли, в яких заданий тиск підтримується тиском повітря в водо-повітряному резервуарі.

Безнапірні споруди через низьке розташування не забезпечують в мережі заданий тиск, а воду з них забирають насосами. Як правило, це підземні та наземні резервуари при насосних станціях.

Напірно-регулюючі споруди (водонапірні башти) розташовують в безпосередній близькості до мережі селища і в його межах, а безнапірні регулюючі та запасні – біля насосної станції. У безнапірних резервуарах зберігають запаси води різного призначення.

У системах водопостачання найчастіше застосовують добове регулювання, за рахунок якого вирівнюють коливання часових витрат води. В автоматизованих системах водопостачання застосовують короткочасне регулювання з тривалістю циклу менше доби і навіть години. При визначенні об'єм у регулюючої ємності у всіх перерахованих вище випадках використовують добові графіки водоспоживання і подачі насосної станції. Регулюючий об'єм баків водонапірних башт і резервуарів чистої води знаходять табличним або графічним способом.

Табличний спосіб визначення об'єму бака водонапірної башти полягає в наступному. Користуючись добовим графіком

водоспоживання в таблицю записують об'єм і споживання води і подачі води насосною станцією (табл. 6.4).

Таблиця 6.4 - Визначення регулюючого об'єму водонапірної башти

Години доби	Споживання води із мережі, %	Подача води насосами, %	Надходження води у бак, %	Витрата води із баку, %	Залишок у бакові, %	
					1 варіант	2 варіант
1	2	3	4	5	6	7
0–1	0,75	2,5	1,75	–	3,75	1,75
1–2	0,75	2,5	1,75	–	5,50	3,50
2–3	1,00	2,5	1,50	–	7,00	5,00
3–4	1,00	2,5	1,50	–	8,50	6,50
4–5	3,00	2,5	–	0,5	8,00	6,00
5–6	5,50	5,0	–	0,5	7,50	5,50
6–7	5,50	5,0	–	0,5	7,00	5,00
7–8	5,50	5,0	–	0,5	6,50	4,50
8–9	3,50	5,00	1,50	–	8,00	6,00
9–10	3,50	5,0	1,50	–	9,50	7,50
10–11	6,00	5,0	–	1,0	8,50	6,50
11–12	8,50	5,0	–	3,5	5,00	3,00
12–13	8,50	5,0	–	3,5	1,50	–0,50
13–14	6,00	5,0	–	1,0	0,50	–1,50
14–15	5,00	5,0	–	–	0,50	–1,50
15–16	5,00	5,0	–	–	0,50	–1,50
16–17	3,50	5,0	1,50	–	2,00	0,00
17–18	3,50	5,0	1,50	–	3,50	1,50
18–19	6,00	5,0	–	1,0	2,50	0,50
19–20	6,00	5,0	–	1,0	1,50	–0,50
20–21	6,00	5,0	–	1,0	0,50	–1,50
21–22	3,00	2,5	–	0,5	0,00	–2,00
22–23	2,00	2,5	0,50	–	0,50	–1,50
23–24	1,00	2,5	1,50	–	2,00	0,00

В таблиці значення годинних витрат подані у відсотках від добової витрати. Далі, порівнюючи об'єм і споживання і подачі (стовпці 2 та 3), визначають, скільки води за кожну годину надходить в бак або витрачається з нього (стовпці 4 та 5), а також залишок в баку (стовпець 6). Для заповнення стовпця 6 слід намітити годину, коли бак буде порожній. Це може бути після періоду подачі води в мережу з баку протягом значного проміжку часу. У нашому випадку припустимо, що бак буде порожній до 22 год, тобто у графі 6 в цю годину буде стояти 0. Далі додаючи або віднімаючи відповідні значення, наведені в графах 4 або 5,

отримаємо для кожної години кількість води, що залишається в баку до кінця кожного часового проміжку. Найбільша з цифр графі 6, отримана в результаті підрахунку, дасть необхідний об'єм регулюючої ємності бака башти. У розглянутому випадку об'єм бака башти становить 9,5 % добового споживання води.

Регулюючий об'єм $W_{\text{рег Б}}$ в м^3 визначають за формулою:

$$W_{\text{рег Б}} = \frac{W_{\text{р}} W_{\text{доб}}}{100}, \quad (6.41)$$

де $W_{\text{р}}$ найбільший регулюючий об'єм в % (графа 6 таблиця 6.4); $W_{\text{доб}}$ – добове споживання води, м^3 .

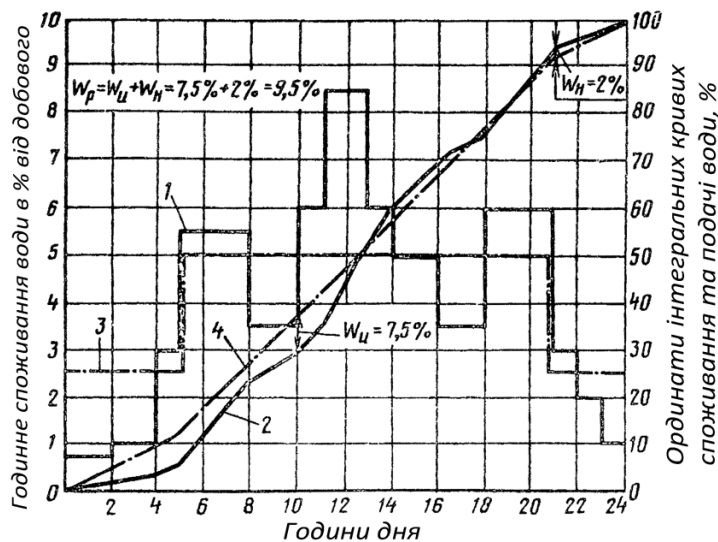
Якщо допущена помилка при призначенні години до кінця якої бак буде порожнім (наприклад, прийнемо, що бак порожній в 0 годин) то деякі з цифр графі 7 отримають від'ємне значення. У цьому випадку немає необхідності в перерахунку, так як об'єм бака може бути отриманий як сума абсолютних значень найбільшої додатньої і найбільшої від'ємної цифр графі 7 ($7,5 + 2,0 = 9,5 \%$).

Графічний спосіб визначення регулюючої ємності проводять в наступному порядку. Використовуючи графіки споживання води та подачі її насосною станцією, будують на одній координатній сітці інтегральні криві споживання і подачі (рис. 6.17). Розглядаючи їх, можна встановити для кожного моменту часу скільки води витрачено з початку доби і скільки її подано насосами і визначити залишок води в баку (різницю ординат інтегральних кривих споживання і подачі води). На тих ділянках графіка, де інтегральна крива подачі підходить вище кривої споживання, значить, що об'єм поданої води більший ніж витраченої, а на інших ділянках – навпаки. Для отримання об'єму регулюючої ємності потрібно скласти найбільші ординати по надлишку b (%) і по недоліку a (%).

$$W_{\text{рег Б}} = \frac{(b + a)W_{\text{доб}}}{100}. \quad (6.42)$$

Таким чином, при графічному способі об'єм регулюючої ємності визначається сумою двох відрізків – максимальної різниці ординат інтегральних кривих споживання і подачі води за величиною надлишку і недоліку.

Графічний спосіб визначення об'єму регулюючої ємності дозволяє легко визначити оптимальний режим роботи насосів, при якому регулююча ємність буде мінімальною. Для отримання найменшого регулюючого об'єму резервуара оптимізують режим роботи насосної станції.



1 - добовий графік водоспоживання; 2 - інтегральна крива водоспоживання;
3 - графік подачі води насосами; 4 - інтегральна крива подачі.

Рисунок 6.17 - Графічний спосіб визначення регулюючої ємності

Щоб бак повністю не спорожнявся, отриманий об'єм $W_{\text{рег Б}}$ збільшують на 1,5...2 %, Крім цього враховують об'єм, необхідний для гасіння однієї внутрішньої і однієї зовнішньої пожежі протягом 10 хвилин.

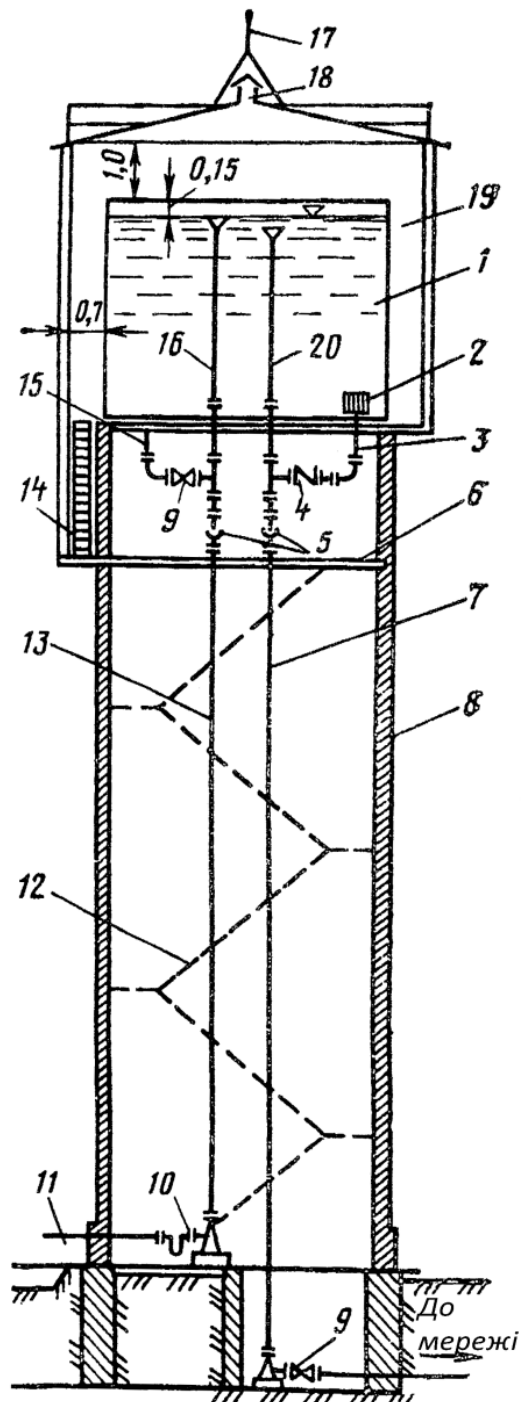
Тоді повний об'єм бака водонапірної башти:

$$W_{\text{Б}} = (1,015 \dots 1,020)W_{\text{рег Б}} + W_{\text{пож}} . \quad (6.43)$$

Водонапірна башта (рис. 6.18) складається з несучої конструкції (стовбура) і резервуара (бака), розміщеного в шатрі, який служить для захисту води від замерзання.

Стовбур башти виконують з металу, цегли та залізобетону. Конструкція опорної частини може бути у вигляді суцільних, циліндричних або призматичних блоків або у вигляді наскрізних рам і ферм із сталі та залізобетону. Резервуари водонапірних башт виготовляють з металу або залізобетону. На невеликих об'єктах тимчасового водопостачання іноді застосовують пластмасові баки.

Водонапірну башту підключають до водонапірної мережі паралельно, найчастіше однією трубою. Для забезпечення найбільш інтенсивного водообміну в баку трубу подачі доводять до верху бака. Нижня частина бака з'єднується з трубою, яка має зворотний клапан і приймальну сітку. При надходженні води в башту зворотний клапан закривається і вода по підвідній трубі направляється у верхню частину бака. При витрачанні води із башти зворотний клапан відкривається і вода поступає в відвідну трубу.



1 - бак, 2 - приймальня сітка; 3 - відвідний відросток; 4 - зворотний клапан; 5 - компенсатор; 6 - службовий місток; 7 - підводна-відвідна труба; 8 - опорна конструкція (стовбур); 9 - засувка; 10 - гідравлічний затвор; 11 - скидний трубопровід; 12 - сходи; 13 - переливна труба; 14 - лаз; 15 - спускний відросток; 16 - переливний стояк; 17 - блискавкозахист; 18 - вентиляція; 19 - намет (шатер); 20 - підвідний стояк (розміри в м).

Рисунок 6.18 - Схема водонапірної башти

Для відключення башти від мережі на підвідній-відвідній трубі внизу встановлюють засувку. На підвідному стояку замість воронки може бути розташований поплавковий клапан, який після наповнення бака автоматично закриває трубу і надходження води в бак припиняється. Іноді башти обладнують окремими підвідними і відвідними трубами. Для скидання води у разі переповнення бака влаштовують переливну трубу без запірної арматури. Для

спорожнення бака і видалення накопиченого на дні осаду служить спускний відросток із засувкою, який під'єднується до переливної труби. На підвідній-відвідній і переливній трубах встановлюють компенсатори. У місцях з суворим кліматом башту обладнують системою обігріву. У системах сільськогосподарського водопостачання отримали розповсюдження башти-колони конструкції А.А. Рожновського. У башт А.А. Рожновського стовбур – суцільний сталевий циліндр, заповнений водою, який виконує роль незамерзаючої підвідної-відвідної труби і одночасно служить для зберігання резервного об'єму води. У таблиці 6.5 наведені характеристики деяких типів водонапірних башт, рекомендованих для застосування у сільській місцевості.

Таблиця 6.5 – Типові водонапірні башти, рекомендовані до застосування в сільській місцевості

Номер типового проекту або його автор	Ємність, м ³	Висота, м	Матеріал	
			Бак	Ствол
901-5 14/70	15	6;9	сталь	цегла
901-5 20/70	25	9;12;15;	"	"
901-5 21/70	50	18	"	"
901-5 22/70	100	12;15;18	"	"
901-5 9/70	150	;21	"	"
901-5 13/70	15	12,15,18	"	сталь
901-5 15/70	25	,21	"	"
901-5 17/70	50	18;24	"	"
БР 15	15	6;8	"	"
БР 25	25	12	"	"
БР 50	50	18	"	"
ЦНШЭП	15...500	12	залізобетон	цегла
		15		
		18		
Водоканалпроект	300	9...42	залізобетон	залізобетон
	400	20...40	"	"
	600	20...40	"	"
	800	20...40	"	"
Гипромтрансстрой	100	10;12	Сталь	"
	150	14;16	"	"
	200	20	"	"
	250	20	"	"
	300	20	"	"

Замість водонапірних башт при водопостачанні тваринницьких ферм і окремих будівель використовують гідропневматичні напірно-регулюючі установки. Установка являє собою повітряно-водяний котел, в нижній частині якого знаходиться регулюючий об'єм води, а у верхній – стиснене повітря. Стиснене повітря чинить тиск на воду, створюючи необхідний напір. Тиск повітря при нижньому положенні рівня води в котлі має бути еквівалентним висоті водонапірної башти.

При надходженні води в котел об'єм повітряної подушки зменшується, а тиск повітря зростає. При витрачанні води з котла тиск повітря падає. Такі установки називаються гідропневматичні установки змінного тиску.

Промисловість випускає гідропневматичні напірно-регулюючі установки типу ВУ: в комплекті із занурювальним насосом на подачу 7,2...10 м³/год при напорі 65...180 м; в комплекті із водоструминним насосом на подачу 2...10 м³/год при напорі 30...105 м.

Розрахунок гідропневматичних установок полягає у визначенні об'єму котла-пнеumoакумулятора, а також мінімального та максимального тиску повітря. Регулюючий об'єм котла, м³ визначається за формулою:

$$W_{\text{рег}} = \frac{Q_{\text{н}}}{4n}, \quad (6.44)$$

де $Q_{\text{н}}$ – подача насоса м³/год; n – максимальне число включень протягом години (для автоматизованої станції $n \leq 6$).

Крім регулюючого об'єму в котлі має бути додатковий невитратний запас води, для чого визначений за формулою (6.44) регулюючий об'єм збільшують на 30 %.

Мінімальний тиск повітря в котлі p_{min} повинен забезпечувати у водопровідній мереж такі ж напори як і водонапірна башта вистою $H_{\text{Б}}$, визначеною за формулою (6.15):

$$p_{\text{min}} = \rho g H_{\text{Б}}, \quad (6.45)$$

де ρ – густина водопровідної води (можна приймати рівною 1000 кг/м³); $g = 9,81 \text{ м/с}^2$.

Підземні резервуари слугують для зберігання господарських, протипожежних, технологічних та аварійних запасів води. Вони головним чином розміщуються біля водоочисних станцій (резервуари чистої води). Вода з них забирається насосною станцією II підйому. Будують резервуари найчастіше зі збірного і монолітного залізобетону.

Резервуари, зазвичай, роблять підземними, тобто частково або повністю заглибленими в землю. Верхня частина напівзаглиблених резервуарів покривається утеплювальними земляними обсіпаннями товщиною близько 1м.

З метою підвищення надійності необхідний за розрахунком об'єм води зберігають у двох і більше резервуарах. Глибина води в резервуарах призначається рівною 3...6 м. Резервуари в плані будують круглими і прямокутними. Для збереження якості води повний обмін її в резервуарі повинен відбуватися не довше ніж через дві доби.

Для входу в резервуар обслуговуючого персоналу передбачають люки, що герметично закриваються.

У підземному резервуарі зберігається регулюючий об'єм запасу води на гасіння пожежі, тривалість якої приймається рівною трьом годинам. Окрім цього, в резервуарі зберігається об'єм води, необхідної для промивки фільтрів та інших потреб очисної станції. У резервуарі повинен зберігатися запас води на випадок аварії, якщо вода подається по одному водоводу $W_{ав}$.

Об'єм регулюючої ємності $W_{рег}$ резервуара чистої води визначають за поєднаними графіками роботи насосних станцій I та II підйомів табличним або графічним способом.

У резервуарі зберігається запас води на гасіння пожежі, тривалістю, як зазначено вище, рівною 3 г. За цей час пожежні насоси будуть відбирати з резервуара пожежні витрати $Q_{пож}$ і максимальні господарсько-питні витрати Q_{max} . За цей же час в нього будуть надходити витрати Q_I , відповідні графіку роботи насосної станції I підйому.

Тоді об'єм "пожежної ємності" резервуара при тригодинному запасі

$$W_{пож} = 3Q_{пож} + \Sigma W_{max} - 3Q_I , \quad (6.46)$$

де ΣW_{max} – сумарний об'єм для 3 годин найбільшого водоспоживання.

Об'єм води в резервуарі на власні потреби очисної станції $W_{в.п}$ визначають за формулою

$$W_{в.п} = (0,05 \dots 0,08) Q_{доб.мах} . \quad (6.47)$$

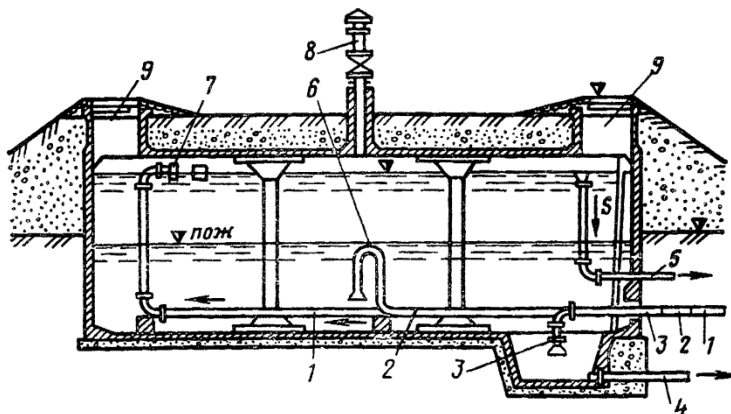
Аварійний запас визначають за формулою:

$$W_{ав} = Q_{год} t_{ав} , \quad (6.48)$$

де $Q_{год}$ – годинна витрата, що надходить в резервуар; $t_{ав}$ – час

ліквідації аварії на підвідному водогоні (приймають за діючими нормативами).

На рисунку 6.19 показана схема обладнання підземного резервуара трубами та арматурою. Підведення і відведення води здійснюється різними трубами. Для забору пожежного запасу всмоктувальні труби пожежних насосів закінчуються на позначці близькій до позначки дна. Це досягається шляхом встановлення на всмоктувальних трубах господарських насосів сифонів з кількома отворами діаметром 20...30 мм, або влаштування колодязя із забором води з нього усмоктувальними трубами господарських насосів.



1 - наповнююча труба; 2 - усмоктувальна труба господарського насоса; 3 - усмоктувальна труба пожежного насоса; 4 - спускна грязьова труба; 5 - переливна труба; 6 - сифон з отвором для зливу вакууму; 7 - поплавковий клапан; 8 - вентиляційна труба; 9 - лаз.

Рисунок 6.19 - Залізобетонний підземний резервуар

Для попередження переповнення резервуара на підвідному трубопроводі на рівні максимальної позначки води в резервуарі встановлюють клапан. Крім того, для цієї ж мети резервуар обладнують переливною трубою, з лійкою на тій же позначці. Для повного спорожнення резервуара передбачають грязьову трубу і приямок.

Всі трубопроводи (крім переливного) обладнують засувками. Діаметри підвідної і відвідної труб визначають за умови, щоб швидкість руху в них була не більше 1,2 м/с.

Горловина люків повинна підніматися над поверхнею землі не менше ніж на 0,7 м. Для забезпечення повітрообміну в резервуарі передбачають вентиляційну трубу з сіткою. Резервуари обладнують показниками рівнів води і пристроями для автоматичної передачі їх показань на насосну станцію та диспетчерський пункт.

Розміри резервуарів для води, що відповідають розрахунковій місткості приймають по таблиці 6.6.

Таблиця 6.6 – Розміри резервуарів зі збірного залізобетону, м

Ємність, м ³	Круглі		Прямокутні		
	діаметр	висота	ширина	довжина	висота
500	15	3,0	—	—	—
1000	18	4,8	12	18	4,8
2000	24	4,8	18	24	4,8
3000	30	4,8	24	30	4,8
6000	—	—	36	36	4,8
10000	—	—	—	48	4,8

6.3. Джерела сільськогосподарського водопостачання та водозабірні споруди

6.3.1. Водні ресурси України

На сучасному етапі розвитку суспільства одним із головних резервів підвищення ефективності матеріального виробництва є раціональне використання природних ресурсів. Водні ресурси є найважливішим компонентом природного середовища і відіграють важливу роль у житті і діяльності людини. З ростом чисельності населення і суттєвим збільшенням промислового і сільськогосподарського виробництва ця роль постійно зростає.

Приріст водоспоживання у світі у першій половині ХХ століття становив, в середньому, 780 км³ щороку, а потім – 700...1000 км³ протягом кожних 10 років. Такий ріст водоспоживання може призвести до того, що водні ресурси, запаси яких обмежені, стануть найціннішими сировиною і чинником, що стримує економічний розвиток.

Для водних ресурсів та їх використання характерний ряд особливостей.

Річковий стік є величиною непостійною, схильною до коливань протягом року і з року в рік. Крім того, він нерівномірно розподіляється по території. Розбіжність режимів стоку і водоспоживання вимагає спеціальних заходів по забезпеченню рівномірної подачі води. Іншою особливістю є те, що річки, які слугують основним джерелом водопостачання, використовуються також в якості приймача стічних вод. Отже, частина водних ресурсів забруднюється в результаті господарської діяльності людини. Для захисту водойм від забруднення необхідно,

принаймні, десятикратне розведення навіть очищених стічних вод. В Україні з 1972 року діє «Водний кодекс» і ряд документів з використання та охорони водних ресурсів. Згідно з цими документами створюються сприятливі умови для здійснення комплексного використання вод з найбільшим водогосподарським ефектом. Проблема чистої води у багатьох країнах світу є проблемою номер один, оскільки діяльність людини призвела до деградації багатьох річок, погіршення якості води та режиму річкового стоку.

Тому, плануючи водогосподарські заходи, необхідно враховувати загальною характер, тенденції і масштаби втручання у природні процеси, реально оцінювати і прогнозувати економічні, екологічні та соціальні наслідки.

Охорона водних ресурсів – одна з найбільш складних проблем водного господарства. Особливо гострою є вона в індустріально розвинених регіонах (наприклад, у Донецькому, Дніпропетровському та ін.).

Поверхневий стік з угідь відносить у водойму велику кількість добрив і пестицидів.

Труднощі в забезпеченні водою водоспоживачів виникають через нерівномірність територіального розподілу водних ресурсів та водокористувачів на території країни, природних коливань у часі об'ємів водних ресурсів, придатних для використання.

Загальні запаси води на Землі, які містяться в усіх ланках гідросфери в різному стані, оцінюється в $1,386 \cdot 10^9 \text{ км}^3$. Однак прісної води з них всього $3,5 \cdot 10^6 \text{ км}^3$, або 2,5 %. Основна частка прісних вод $24 \cdot 10^9 \text{ км}^3$, або 68,7 %, зосереджена у льодовиках і сніговому покриві Антарктиди і Арктики. Головними джерелами забезпечення прісною водою залишаються річки і озера. Запаси води в них не перевищують 0,27 % ресурсів прісних вод і становлять 95 тис. км^3 . Цих запасів прісних вод цілком достатньо при раціональному їх використанні.

На території України налічується понад 71 тис. річок загальною довжиною 218 тис. км. З них більше 67 тис. (94,4 %) водотоків коротше 10 км.

Сумарна величина стоку річок України без Дунаю в середній за водністю рік становить $87,1 \text{ км}^3$. Безпосередньо на території країни формується $52,4 \text{ км}^3$ води, інша частина надходить з суміжних територій. Крім цього, слід враховувати водні ресурси

Дунаю по Кілійському руслу (гирлу), яким проходить у середньому 123 км³ води в рік.

Однак водні ресурси нерівномірно розподілені по території України. Так середній шар річного стоку коливається від 5...10 мм (Херсонська область) до 625 мм (Закарпатська область). У гірських районах України (Крим, Карпати) річковий стік збільшується за рахунок великої кількості опадів і кращих умов їх стікання. У Криму, наприклад, середній багаторічний стік з гірської частини складає 0,77 км³, а з рівнинною – тільки 0,057 км³, хоча площа гірської частини в 2,2 рази менша рівнини.

Найменша кількість водних ресурсів там, де зосереджено багато водоспоживачів – в Донбасі, Криворіжжі, Криму та в південних областях.

Запаси підземних вод в Україні також розподілені дуже нерівномірно. Найбільша їх кількість (близько 75 %) зосереджено в північно-західній частині країни. Найменш забезпечені водою південна частина країни і район Донбасу. Певну роль підземні води відіграють у виробничо-технічному водопостачанні. У сільському господарстві вони є основним джерелом водопостачання. За останні 20 років розвідані експлуатаційні запаси підземних вод зросли більш ніж у 3,8 рази, а відбір цих ресурсів – у 2,6 рази.

За об'ємом повного водоспоживання і використання свіжої води найбільш великими водоспоживачами є промисловість, на частку якої припадає 46 % загального водоспоживання. Сільським господарством споживається 43 %. На житлово-комунальне господарство припадає 11 % загального водоспоживання.

Таблиця 6.7 - Об'єм водоспоживання за видами водних ресурсів

№ п/п	Джерело водоспоживання	Об'єм, млрд. м ³	Частка у загальному об'ємі водоспоживання, %
1	Поверхневі води, в тому числі морська вода.	30,6	85
2	Підземні води, в тому числі:	1,3	3,5
	шахтно-рудникові	5,8	16
	колекторно-дренажні	1,1	3
		0,5	1,4
3	Всього забрано з водних джерел	36,4	100
4	Стічні води	1,9	—

У промисловості найбільш великими водоспоживачами є: енергетика. Обсяги споживання свіжої та оборотної води різними галузями промисловості України становлять: енергетична галузь 60 % та 53 %; чорна металургія – 17 % та 22 %; хімічна і нафтохімічна – 6 % та 10%; харчова промисловість – 5 % та 3%. Водоспоживання цих найбільш водоемних галузей промисловості становить близько 83% загального. Водоспоживання за видами водних ресурсів наведено в таблиці 6.7

Структура повного та неповоротного водоспоживання галузями народного господарства показана в таблиці 6.8.

Таблиця 6.8 – Структура повного водоспоживання галузями народного господарства, %

№ п/п	Галузь	Повне водоспоживання	Неповоротне водоспоживання
1	Промисловість	46	23
2	Сільське господарство	43	66
3	Комунальне господарство	11	11
4	Всього	100	100

У системах оборотного водопостачання в промисловості використовується $58,4 \text{ км}^3$, що сприяє суттєвій економії свіжої води.

Для потреб сільського і рибного господарства в даний час відбирається $15,8 \text{ км}^3$ води, на водопостачання сільських населених пунктів використовується $1,6 \text{ км}^3$ води, на зрошення та зволоження – 9,2 млрд. м^3 . До 10% водоспоживання у сільському господарстві становлять втрати в каналах зрошувальних систем.

У басейнах річок України розташовано більше 10 тис. водозаборів. Забір води з Дніпра становить $23,1 \text{ км}^3$ або 63,4 %. У басейні Дніпра використовується $20,3 \text{ км}^3$ водних ресурсів маловодного року, в тому числі безповоротно – $12,2 \text{ км}^3$.

Водозабезпеченість України складає 340 тис. $\text{м}^3/\text{км}^2$ в рік. Стік річок в залежності від регіону в маловодні роки складає 3...70 % середнього багаторічного, а в багатоводні – 135...140 %. Наведені характеристики зміни стоку вказують на необхідність накопичення

води у водосховищах в багатоводні роки і витрачання їх у маловодні. Це обумовлюється ще й тим, що в зоні недостатнього зволоження маловодні роки групуються в періоди тривалістю 2...8 років, а багатоводні – 2...3 роки.

На території України налічується до 3 тис. озер (за деякими джерелами 20 тис.), загальним об'ємом 2,9 млрд. м^3 . Незважаючи на численність озер в Україні, їх водні ресурси не можуть служити важливим джерелом водопостачання в зв'язку з тим, що більшість прісних озер невеликі і рівень їх наповненості нестійкий. Окрім того, значна частина об'єму у природних водойм представлена солоними і солонуватими водами.

На початок 1981 р. площа боліт в Україні становила 613 тис. га, а заболочених земель – 745 тис. га. Площа перезволожених земель становила 2834 тис. га.

Заболоченість території України становить всього 1,7 %. Вони мають певне господарське значення як меліоративний фонд, так як є потенційними площами культурних сільськогосподарських угідь. Використання ж цих вод можливе тільки при осушенні.

В Україні налічується близько 1 млн. водосховищ і 26,2 тис. ставків. Об'єм водосховищ становить 5,8 млрд. м^3 , а з урахуванням великих водосховищ Дніпра та Дністра 26,3 млрд. м^3 води. Сумарний об'єм водосховищ і ставків дорівнює 578 млрд. м^3 . Водосховищами зарегульовано більше 21 % середнього річного стоку, що формується в межах території України.

На території України в умовах значної нерівномірності розподілу річкового стоку для потреб його регулювання створено Дніпровський каскад із шести великих водосховищ сумарною площею дзеркала близько 7 тис. км^2 . Загальний об'єм цих водосховищ становить 44 км^3 , а корисний об'єм – 18 км^3 . Побудовано велике водосховище на Дністрі площею 142 км^2 . Повний об'єм Дністровського водосховища – 3 км^3 , корисний – 2 км^3 . Крім цього в Україні налічується 937 малих водосховищ об'ємом близько 106 м^3 кожне.

Всього в Україні ставки і водосховища займають площу 11730 км^2 і містять 57,8 км^3 води. Корисний об'єм, використовуваний для регулювання стоку, становить 27,8 км^3 і практично дорівнює

половині стоку Дніпра в середній за водністю рік.

Із загальної кількості водосховищ 88 % становлять ті, об'єм яких не перевищує 106 м³. Об'єм понад 100 млн. м³ мають близько 2 % водосховищ. Використовуються ставки і водосховища в основному комплексно.

На півдні України і в центральних маловодних районах Лісостепу і Степу ставки і водосховища використовуються для зрошення і обводнення сільськогосподарських угідь, водопостачання та риборозведення; в північній частині, в зоні надмірного зволоження, вони використовуються в якості водоприймачів осушувальних систем, джерел водопостачання. У Прикарпатті їхнє головне призначення – водопостачання, риборозведення і гідроенергетика.

6.3.2. Джерела сільськогосподарського водопостачання

Для сільськогосподарського водопостачання можуть використовуватися практично всі природні джерела води і штучні водойми – підземні води, річки, озера, водосховища, канали. Джерело водопостачання вибирається відповідно до вимог ГОСТ 2761-84 "Джерела централізованого господарсько-питного водопостачання. Гігієнічні, технічні вимоги та правила вибору".

Придатність джерела водопостачання визначається наступними критеріями: мінімальний дебіт джерела повинен бути достатнім для задоволення потреб водопостачання; вода в джерелі водопостачання повинна бути придатною для використання споживачами безпосередньо або після її очищення. Вода, що подається в систему водопостачання, повинна відповідати вимогам ГОСТ 2874-82. При виборі джерела необхідно враховувати складність і вартість очищення води. Вододжерело повинно мати хороший санітарний стан і знаходитися в умовах, що дозволяють організувати його санітарну охорону. Режим доступу до джерела та умови забору води з нього повинні забезпечувати здійснення безперебійного водопостачання.

Вибирають джерело водопостачання на підставі техніко-економічного порівняння різних варіантів. В першу чергу підлягають використанню міжпластові напірні (артезіанські) води. При їх відсутності слід переходити до використання інших джерел у наступному порядку: міжпластові безнапірні води, ґрунтові води;

відкриті джерела води (річки, озера, водосховища і т.д.).

6.3.3. Підземні води. Споруди для захоплення підземних вод і їх розрахунок

Підземні води широко використовуються в сільськогосподарському водопостачанні, чому сприяє їх широка поширеність і висока якість. Понад 90 % систем сільськогосподарського водопостачання базується на підземних водах.

За якістю води підземні джерела поділяють на три класи. До першого класу віднесено джерела, вода яких за всіма показниками відповідає вимогам ГОСТ 2874-82 "Питна вода". Вода джерел другого класу може бути доведена до питної якості простими методами обробки: видалення сірководню; видалення заліза і марганцю спрощеною аерацією та фільтрацією; знезараження. Питна вода з джерел третього класу може бути отримана з використанням більш складних методів обробки: видалення заліза, марганцю і сірководню за допомогою спеціальних аераторів або окислювачів перед фільтруванням; видалення фтору та знезараження.

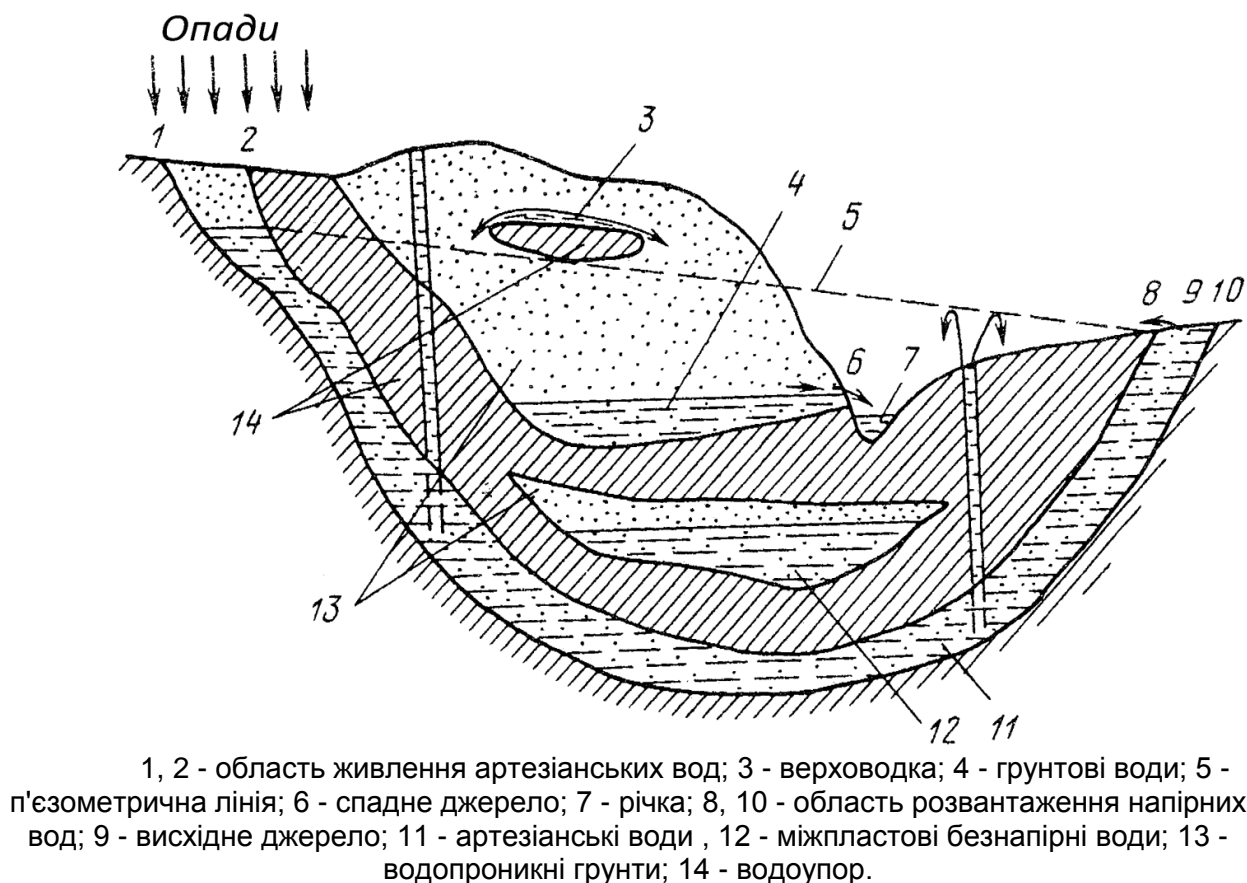


Рисунок 6.20 - Схема залягання ґрунтових вод

Грунтові води залягають у верхньому водопроникному шарі, не прикритому зверху водонепроникними породами, мають живлення по всій площі їх розповсюдження (рис. 6.20).

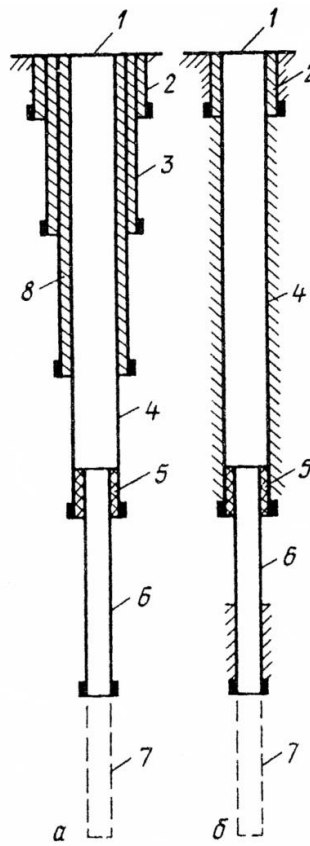
Міжпластові підземні води (напірні і безнапірні) залягають між водонепроникними пластами, мають окремі області живлення, що не збігаються з місцем використання. Режим міжпластових вод менше пов'язаний з умовами живлення водоносного горизонту і більш постійний, ніж режим ґрунтових вод. Якість води і дебіт міжпластових вод також порівняно постійні. Вони відрізняються чистотою, так як добре захищені від потрапляння забруднень. При виклинюванні підземних води на денну поверхню утворюються джерела.

Для захоплення підземних вод застосовують три основних види споруд: вертикальні і горизонтальні водозабори, каптажі.

До вертикальних водозаборів відносяться водозабірні свердловини та шахтні колодязі. Горизонтальні водозабори поділяються на трубчасті дрени, галереї і штольні. Крім вертикальних і горизонтальних водозаборів влаштовують променеві водозабори, що складаються з водонепроникного шахтного колодязя з розбіжними від нього горизонтальними променями – свердловинами (дренами). Забір природних виходів підземних вод з водомістких порід (джерельних вод) здійснюється за допомогою спеціальних каптажних камер.

Вибір типу водозабору визначається гідрогеологічними умовами, продуктивністю водозабору і техніко-економічними міркуваннями.

Водозабірні свердловини (трубчасті колодязі) використовують для видобутку підземних вод, що залягають на глибині понад 10 м з потужних водоносних пластів. За допомогою свердловин можна отримати за годину від 1,0 до 1000 м³ води. Свердловина має наступні основні частини: ствол, закріплений колоною труб 3; гирло 1, водоприймальну частину, обладнану в пористих породах фільтром 6. Нижня частина свердловини являє собою відстійник 7, у вигляді глухої ділянки труби завдовжки 2...10 м (рис. 6.21).



а, б - при ударному і обертальному способах буріння: 1 - гирло; 2 - кондуктор; 3 - технічна колона; 4 - експлуатаційна колона; 5 - сальник; 6 - фільтр; 7 - відстійник; 8 - міжтрубна цементация.

Рисунок 6.21 - Конструкції водозабірних свердловин

Конструкція свердловини визначається її глибиною, геологічною будовою порід та способом буріння. Водозабірні свердловини споруджують, в основному, ударно-канатним та обертально-роторним способами. Ударно-канатний спосіб буріння використовують для свердловин глибиною до 100...150 м. При ударному способі буріння свердловини кріплять трубами безперервно у міру поглиблення забою. Діаметр долота і желонки менший внутрішнього діаметра обсадних труб. Тому колону обсадних труб задавлюють або забивають. У міру заглиблення обсадної колони опір порід збільшується і на глибині 30...50 м просування колони припиняється. Подальше поглиблення свердловини виконують долотом використовуючи при цьому обсадні труби меншого діаметру.

Зазвичай різниця діаметрів двох суміжних колон обсадних труб при ударно-канатному бурінні становить близько 50 мм. Нову колону обсадних труб меншого діаметра вдається занурити в породи нижче башмака попередньої колони на 30...50 м. Відстань по осі свердловини між башмаками двох суміжних колон обсадних труб називається виходом. Унаслідок малого виходу свердловини ударного буріння доводиться закріплювати декількома колонами

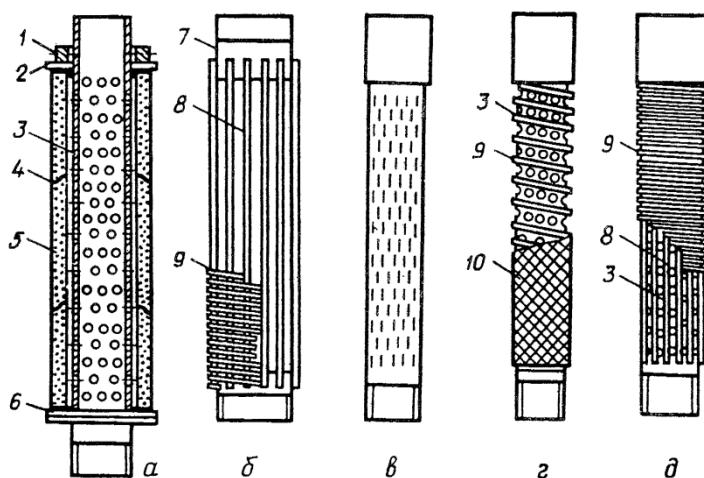
обсадних труб, а конструкція свердловини набуває телескопічного вигляду (рис. 6.21, а).

При роторному способі буріння гірська порода руйнується по всьому поперечному перерізу свердловини обертовим породоруйнуючим інструментом (долотом) з прикладанням осьового навантаження. Зруйнована порода (шлам) безперервно виноситься з свердловини висхідним потоком промивної рідини, що подається насосом по бурильних трубах. Після закінчення буріння на задану глибину стінки свердловини кріплять обсадними трубами. До закріплення трубами стінки свердловини в нестійких породах утримуються від обвалення гідростатичним тиском промивної рідини, що заповнює стовбур свердловини. В якості промивної рідини використовують глинистий розчин.

Для забезпечення вільного спуску колони обсадних труб у свердловину і надійної цементації затрубного простору при роторному бурінні діаметр свердловини повинен перевищувати зовнішній діаметр обсадних труб на 100 мм (рис. 6.21, б).

Гирло свердловини закріплюють направляючою трубою яка при бурінні надає стовбуру вертикальне положення. У верхній частині стовбура розташовують першу колону обсадних труб (кондуктор), яка перешкоджає попаданню в свердловину забруднень. Її доводять до першого водотривкого шару глин і заводять у цей шар на 3...5 м.

У водоносному шарі, складеному піщаними, гравенистими та іншими пористими породами встановлюють в більшості випадків дірчасті, щілиноподібні, сітчасті, блочні, гравійні і, рідше, гравітаційні фільтри (рис. 6.22).



а - блочних з пористих блоків (кераміка, бетон), б - каркасно-стрижневий; в - щілинний; г - сітчастий; д - з дротяною обмоткою: 1 - притискне кільце; 2, 6 - верхній і нижній опорні фланці; 3 - перфорована труба; 4 - гумове ущільнення; 5 - блоки з пористого матеріалу; 7 - кільце з різьбленням; 8 - стрижні; 9 - дротяна обмотка; 10 - сітка.

Рисунок 6.22 - Конструкції фільтрів водозабірних свердловин

Фільтр складається з робочої частини, через яку у свердловину з водоносного пласта надходить вода, верхньої надфільтрової глухої частини із замком, призначеної для опускання і встановлення фільтра, і нижньої також глухої частини, що служить збіркою для проникаючих в свердловину дрібних частинок ґрунту.

Кільцевий зазор між фільтровою і обсадною колонами рівний ущільнюється сальником. Замість сальника в кільцевий зазор можна засипати гравій на висоту 3...5 м, який перешкоджає виносу піску.

Довжина робочої частини фільтра при потужності водоносного пласта до 10 м становить $l_{\phi} = m - (1 \dots 2 \text{ м})$. При пластах більшої потужності $l_{\phi} = (0,5 \dots 0,8) m$.

де m – потужність водоносного пласта, м.

Допустима швидкість фільтрації через фільтр V_{ϕ} залежить від типу фільтра та коефіцієнта фільтрації K_{ϕ} : для дірчастих, дротяних, щілинних і сітчастих:

$$V_{\phi} = 65 \sqrt[3]{K_{\phi}}, \quad (6.49)$$

для гравійних і блокових фільтрів:

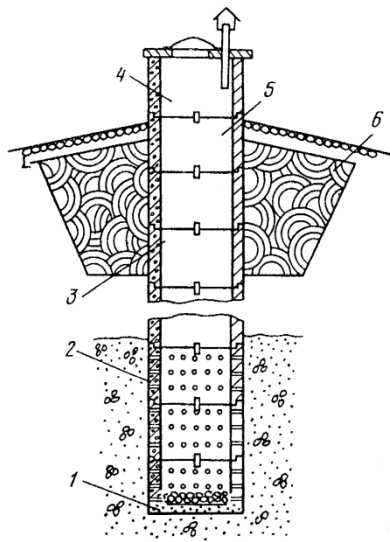
$$V_{\phi} = 1000 K_{\phi} \left(d_{50} / D_{50} \right). \quad (6.50)$$

де D_{50} – діаметр частинок, дрібніше яких в матеріалі обсіпки фільтра знаходиться 50 %;

d_{50} – розмір частинок, дрібніше яких в породі водоносного пласта знаходиться 50 %.

Мінімальний внутрішній діаметр каркаса фільтра за умовами експлуатації повинен бути не менше 100 мм. Свердловини сільськогосподарського призначення мають діаметр 150...400 мм і глибину до 500 м.

Шахтні колодязі являють собою круглі, вертикальні шахти, заглиблені у водоносний пласт (рис. 6.23).



1 - донний фільтр; 2 - водоприймальна частина; 3 - шахта; 4 - оголовок; 5 - залізобетонні кільця; 6 - глиняний замок.

Рисунок 6.23 - Шахтний колодязь

Основними частинами шахтного колодязя є: шахта, водоприймальна частина і оголовок. У більшості випадків шахтний колодязь має глибину до 10 м, але зустрічаються колодязі з глибиною до 30...50 м. Стінки шахти кріпляться бетонними кільцями, деревом, цеглою, каменем. Водоприймальну частину недосконалих колодязів заглиблюють у водоносний пласт не менше ніж на 2 м. Дно його обладнують піщано-гравійним фільтром. Оголовок підноситься над поверхнею землі на 0,8 м. Щоб уникнути просочування вздовж стінок колодязя забрудненої поверхневої води навколо нього влаштовують глиняний замок. Ширину замку приймають 0,5 м, глибину – 1,5...2,0 м. Шахтні колодязі споруджують опускним способом. Для механізації робіт по риттю колодязів і установці кілець кріплення шахти використовують машини КШК-30 або КШК-40.

Різновидом шахтних колодязів є променевий водозабір, який складається із шахти і системи радіальних горизонтальних або похилих свердловин. Вони використовуються при заборі води з малопотужних водоносних пластів, розташованих на глибині до 50 м від поверхні землі, а також з пластів великої потужності, які мають невеликий коефіцієнт фільтрації. Вода з водоносного пласта надходить в горизонтальні свердловини, а з них виливається в шахту діаметром 1...6 м.

Горизонтальні свердловини будують із сталевих перфорованих або щілиннистих труб діаметром 80...250 мм і довжиною 50...80 м. Випускні кінці свердловин розташовуються вище дна шахти не менш ніж на 1...2 м і забезпечуються засувками.

Оптимальне число свердловин 2...6. При довжині свердловин більше 60 м їх виконують телескопічними.

Дебіт променевого водозабору визначають за формулами:

при заборі з напірного пласта m^3/c :

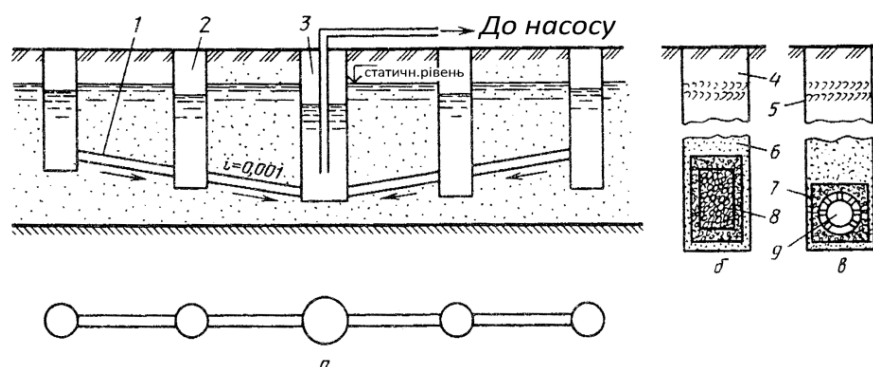
$$Q = \frac{2\pi K_{\phi} m S}{n R / r_{\text{ек}} l}, \quad (6.51)$$

при заборі з безнапірного пласта:

$$Q = \frac{1,36 K_{\phi} (H^2 - H_I^2)}{\lg R / l}, \quad (6.52)$$

де R – радіус кругового контуру живлення, визначеного за формулою $R = 2S\sqrt{K_{\phi}}$; $r_{\text{ек}}$ – еквівалентний радіус, що визначається за формулою $r_{\text{ек}} = l^n \sqrt{0,25}$; l, n – довжина і число свердловин; H – потужність водоносного пласта; H_I – напір на початку свердловини.

Горизонтальні водозабори застосовують у тому випадку, коли необхідно використовувати неглибоко залягаючі (5...8 м) водоносні пласти, що залягають на глибині 5...8 м та мають потужність 2...3 м. Водозабірний пристрій зазвичай розташовують на водопорі в межах водоносного пласта (рис. 6.24) перпендикулярно до напрямку руху ґрунтового потоку. До складу горизонтального водозабору входять: водоприймальна частина, оглядові колодязі та збірна камера, з якої вода подається споживачам.



а - водозабір, б, в - траншейний і трубчастий водозабори: 1 - дренажна труба; 2 - контрольні колодязі; 3 - водозбірний колодязь; 4 - місцевий ґрунт; 5 - глиняний екран; 7, 8 - гравій; 9 - перфорована труба.

Рисунок 6.24 - Схема горизонтального водозабору

Водоприймальна частина може бути виконана у вигляді кам'яно-щебеневої дрени, перфорованих труб і водозбірних

галерей. Дренажні труби і галереї можуть бути бетонними, залізобетонними, кам'яними, азбестоцементними, пластмасовими і керамічними. Отвори для прийому води на водоприймальної трубі влаштовують зверху і з боків.

Нижню частину труби на висоті $1/3 d$ залишають глухою і вона є лотком для транспортування води. Для запобігання виносу частинок водоносної породи навколо перфорованих труб і галерей влаштовується піщано-гравійне обсіпання у вигляді зворотного фільтра з двох шарів. Товщина шару приймається не менше 0,15 м. Механічний склад шарів зворотного фільтра підбирають як і для фільтрів свердловин. Поверх обсіпання траншею заповнюють місцевим ґрунтом. Для усунення просочування забруднених поверхневих вод над водоприймальної частиною укладають глиняний екран. Зверху екрана іноді укладають дренажну трубу.

Транспортуюча частина водозабору, що служить для подачі води у збірний колодезь конструктивно є продовженням водоприймальної частини і виконується глухою.

Для забезпечення самопливного руху води до збірного колодезя труби укладають з ухилами.

Таблиця 6.9 – Залежність нахилу труби від її діаметра

Діаметр труб, мм	150	200	250	300	400	500
Ухил труби	0,007	0,005	0,004	0,004	0,002	0,001

Оглядові колодезі діаметром $d=1$ м розміщують через 25...50 м. Збірний колодезь при необхідності ділять на дві частини. Частина, яка прилягає до водозабору служить для осадження механічних частинок, друга – для розміщення водозабірних пристроїв. Розмір збірного колодезя визначають, виходячи з умови забезпечення запасів води для забезпечення 100...200 секундних витрат.

Споруди для забору джерельних вод. У природних умовах вихід підземних вод на денну поверхню проявляється у вигляді низхідних і висхідних джерел. Це зазвичай спостерігається на схилах ярів, балок, озер, річкових долин, де виклинюються водоносні пласти. Споруди для захоплення джерельних вод називаються каптажними або каптажами.

При зосередженому виході підземних вод каптажну споруду влаштовують у вигляді камери-колодязя над виходом висхідного джерела або перед входом спадного джерела.

Якщо вихід підземних вод відбувається у вигляді розосереджених окремих джерел, розташованих одне від одного на відстані більше 5 м, каптаж їх здійснюють роздільно зі збором води в загальну водозбірну камеру, що окремо розташовану або розташовану біля найбільшого за дебітом каптажу.

З висхідних джерел прийом води здійснюється через дно, де влаштовують фільтр, механічний склад якого підбирають залежно від розміру часток водоносного пласта.

При використанні низхідних джерел каптаж врізається в схил місцевості для прийому води через його напірну стінку, в якій передбачають отвори із зворотним фільтром. Каптажні камери виконують із залізобетону. Каптаж обладнають пристроями для збору води, осадження піщаних частинок, регулювання притоку і забору води. Камери обладнують переливними пристроями.

6.3.4. Споруди для забору води з поверхневих джерел

З поверхневих джерел вода забирається за допомогою спеціальних водозабірних споруд. Водозабірними спорудами називають комплекс гідротехнічних споруд, призначених для забору води з вододжерела, її попереднього очищення і подачі в мережу або очисну споруду. Успішна робота системи водопостачання у великій мірі залежить від безперебійної роботи водозабору.

Водозабори з поверхневих джерел розрізняють:

- за видом вододжерела – річкові, водосховищні, з каналів і озерні;
- за призначенням – господарсько-питні та виробничі;
- за категорією надійності подачі води – I, II та III (не рахуючи унікальних і тимчасових споруд);
- за продуктивністю – малої (до 1 м³/с), середньої (1...6 м³/с), великої (більше 6 м³/с);
- за компоновкою його основних елементів – суміщені і роздільні;
- за місцем розташування водоприймача – берегові і руслові;

- за способом прийому води – відкриті поверхневі, глибинні, донні, фільтруючі, інфільтраційні та комбіновані;
- за характером рухливості – фунікулерні і плавучі;
- за капітальністю будівництва – постійні споруди II, III і IV класів, та тимчасові – III і IV класів.

Водозабірні споруди повинні бути запроектовані і влаштовані так, щоб подача у водовід води необхідної кількості і якості була б гарантована при всіх витратах або рівнях у вододжерелі не менше мінімального розрахункового. Безперебійність забору води повинна бути забезпечена при самих несприятливих поєднаннях гідрологічних, гідравлічних, термольодових та інших умов.

У зв'язку з цим водозабірні споруди повинні: забезпечити з необхідною надійністю забір з вододжерела розрахункових витрат води; захистити систему водопостачання від попадання в неї сміття, планктону, наносів, льоду та ін.; на водоймах рибогосподарського значення – захистити молодь риби без її травмування від попадання в водоприймач.

Споруди водозабору повинні бути розраховані на експлуатацію в звичайних і рідко повторюваних надзвичайних умовах, у тому числі, при миттєвих максимальних і мінімальних рівнях води в вододжерелах з ймовірністю перевищення, показаною в таблиці 6.10.

Таблиця 6.10 - Розрахункова ймовірність перевищення рівнів води у відкритих вододжерелах

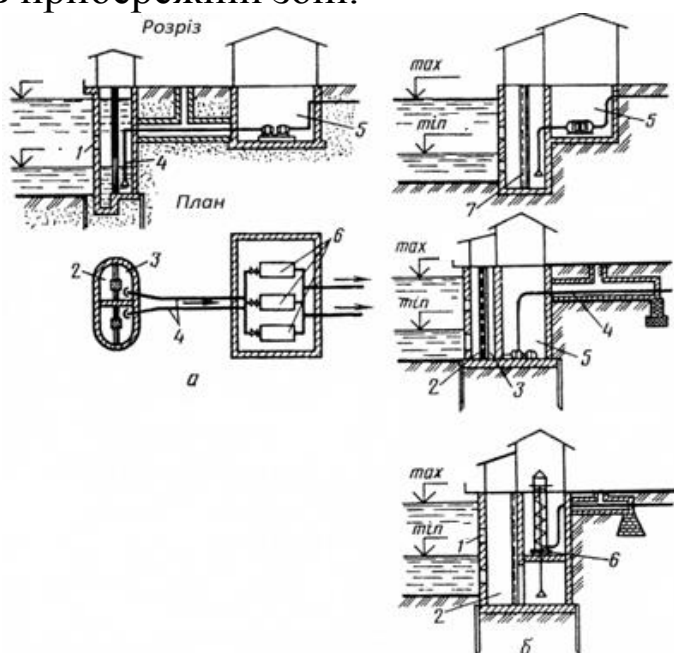
Категорія водозабірної споруди за надійністю подачі води	Ймовірність перевищення розрахункового рівня води, %	
	Максимального	Мінімального
I	1	97
II	2	95
III	3	90

Річкові водозабірні споруди розміщують вище об'єкта, який забезпечується водою, за течією води, де не осідають наноси і не відбувається руйнування берега. Найбільш інтенсивне відкладення наносів відбувається у опуклого берега річки. Прямі ділянки річки не створюють надійних умов для водозабору, так як на них утворюються перекати. Найбільш сприятливі для водозабору увігнуті береги, де не відбувається відкладення наносів. Водозабір не повинен розташовуватися в місцях можливого утворення

заторів, шугозажорів, а також в зонах інтенсивного утворення донного льоду. Водозабірні споруди не слід, розташовувати в місцях, де є джерела забруднення води (скидання стічних вод, впадання дрібних приток, балки, яри та ін.) Не слід розташовувати водоприймачі у старих руслах, заплавах, рукавах річки, які можуть відмерти.

Конструкції водозабірних пристроїв залежать також від амплітуди коливання рівня в річці. На річках вони можуть бути наступних типів: руслові з самопливними лініями; берегові (роздільні) і суміщені з насосною станцією; комбіновані; ніфільтраційні (підруслові); пересувні.

Водозабірні споруди берегового типу використовують, зазвичай, при відносно крутих і стійких берегах та наявності достатніх глибин в прибережній зоні.



а, б - роздільного та поєднаного з насосною станцією: 1 - водоприймальні вікна; 2, 3 - водоприймаюче і усмоктувальне відділення; 4 - усмоктувальна труба; 5 - насосна станція; 6 - насоси; 7 - сітка.

Рисунок 6.25 - Схема водозабору берегового типу

Водозабірні споруди берегового типу (рис. 6.25) являють собою залізобетонний колодязь, передня стінка з вікнами якого виходить в русло річки.

При значному коливанні рівнів води в річці водоприймальні вікна влаштовують в два яруси. У паводок вода забирається вікнами верхнього ярусу, а в межень – нижнього. Для захисту водоприймача від попадання донних і великих зважених наносів низ прийомних вікон розташовують вище дна річки не менше ніж на 0,5 м. Відстань від поверхні води до верху прийомних вікон приймають не менше 0,3 м.

У зимовий час відстань між верхом вікон і нижньою поверхнею льоду повинна бути не менше 0,2 м. Верх підземної частини водоприймача розташовують вище максимального рівня води у вододжерела не менше ніж на один метр.

Вікна водозабірних споруд обладнують затворами і решітками, стрижні яких для попередження обмерзання виконують цілком з гідрофобних матеріалів (дерево, ебоніт та ін.) або їх покривають гумою. Для попередження обмерзання ґрат застосовують електрообігрівання.

В якості рибозахисних пристроїв у прийомні вікна берегового водозабору замість ґрат встановлюють сітчасті полотна, фільтруючі або пакетно-рейкові касети.

У водозаборах господарсько-питних та промислових водопроводів для більш глибокого очищення води передбачають сітки. Сітки виготовляють плоскими з ручним промиванням в піднятому стані при продуктивності водозабору до 1,0...1,5 м³/с і обертальними з автоматичним промиванням – для водозаборів середньої і великої продуктивності. Плоскі сітки встановлюють у перегородці, що розділяє водоприймальний колодязь на два відділення: переднє – приймальне та заднє – усмоктувальне.

У плані береговий колодязь може бути круглим, еліпсоподібним та прямокутної форми. Береговий колодязь ділиться поздовжніми перегородками на кілька незалежно працюючих секцій (по числу всмоктувальних труб насосної станції І підйом).

Над водоприймальним колодязем влаштовується службовий павільйон, з якого здійснюється керування арматурою і механізмом очищення сіток та інші операції, пов'язані з експлуатацією споруди.

Водоприймач берегового типу суміщають з насосною станцією або насосну станцію розташовують в окремому будинку. Роздільне з береговим колодязем розташування насосної станції залежить від геологічних умов, характеру рельєфу берега і ступенем затоплення його паводковими водами.

При роздільному розташуванні насосної станції її слід розташовувати на відстані не більше 10...40 м від берегового колодязя, щоб не подовжувати всмоктувальні труби. Для захисту від пошкоджень, полегшення огляду і ремонту всмоктувальні труби доцільно прокладати в галереї. У приймальному відділенні передбачають приямок для збору відкладень. Осад видаляється з водоприймальних камер гідроелеваторами або грязьовими

насосами. У водоприймальному колодязі передбачають установку приладу (наприклад, типу УМ 2-3-ОНТБ-П), що показує положення рівнів води перед і за сітками. Розміри водозабірної споруди визначають розрахунками. Сумарна площа вікон визначається за формулою:

$$F = \frac{1,25 \cdot Q}{V K}, \quad (6.53)$$

де – Q розрахункова витрата; V – середня швидкість руху води в отворах решітки; K – коефіцієнт, що враховує стиснення живого перерізу потоку ґратами (решітками) або сітками:

- для решіток $K = \frac{(a + c)}{a}$;
- для сіток $K = \frac{(a + c)^2}{a}$; (a — відстань між стрижнями; c — товщина стрижнів.)

Швидкість входу води у вікна без урахування рибозахисних пристроїв приймається: для берегових водозаборів – 0,2...0,6 м /с, в затоплених водоприймачах – 0,1...0,3 м /с. З урахуванням вимог рибозахисту швидкість в отворах рибозахисних сіток повинна бути не більше 0,25 м /с.

При визначенні розмірів всмоктуючої камери об'єм води в ній при низькому розрахунковому рівні води у вододжерелі приймають не меншим об'єму, що забирається з секції за 25...30 с.

Глибину закладання фундаменту водозабірних споруд на річкових алювіальних відкладеннях з урахуванням розмиву приймають не менше 2 м. Дно річки поблизу споруди захищають від розмиву бетонними плитами або кам'яною накидкою.

Перевірку нерозмивання дна біля водорозбірної споруди та визначення крупності кам'яного кріплення проводять за залежністю Б.І. Студенічкіова:

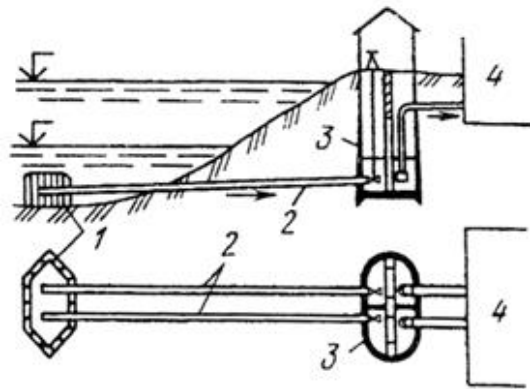
$$V_H = 1,65 \left(d_{10} / d \right)^{0,25} \sqrt{1 + 3\rho^{2/3}} \cdot \sqrt{\frac{1,1}{\alpha} g d \left(\frac{h}{d} \right)^{0,25}}, \quad (6.54)$$

де d – середній діаметр відкладень дна русла або кам'яного кріплення; d_{10} – діаметр частинок ґрунту дна, що містять в суміші не більше 10%; $\alpha = 1,1...1,25$; h – глибина потоку; ρ – каламутність від руслоформувань фракцій, яку можна визначити за формулою

$$\rho = 0,2 \left[\left(\frac{V}{V_{\text{нер}}} \right)^2 - 1 \right]^{1,5}, \quad (6.55)$$

де V - середня швидкість потоку.

Руслові водозабірні споруди (рис.6.26) складаються з одного або декількох водоприймачів (оголовків), розташованих у вододжерелі на деякій відстані від берега, й берегових споруд, з'єднаних з водоприймачем самотливними (сифонними) або усмоктувальними водоводами. У спорудах I і II категорії надійності до складу берегових споруд входять береговий водоприймальний колодязь, будівля насосної станції, напірні комунікації, камери переключень запобіжної арматури, витратомірами, водоводи для промивання водоприймачів та самотливних ліній зворотною течією води і т.д.



1 - водоприймач; 2 - самотливі труби; 3 - береговий колодязь; 4 - насосна станція.

Рисунок 6.26 - Схема водозабору руслового типу

У водозаборах господарсько-питних і промислових водопроводів в берегових колодязях розміщують сітки для проціджування води. Водоприймальні колодязі можуть розміщуватись окремо або бути суміщеними зі спорудою насосної станції. Оголовок призначений для забору води та закріплення у руслі річки кінців самотливних труб. Руслові водозабірні споруди застосовують біля пологих берегів та при значних коливаннях рівня води у річці (більше 6 м).

У береговому колодязі, як у відстійнику, випадають з води крупні завислі частки суспензії. За рівнем води в ньому судять про роботу оголовка і самотливних труб.

У водозаборах III категорії надійності береговий водоприймальний колодязь може бути відсутнім, а всмоктувальні труби насосів приєднують безпосередньо до водоприймачів.

Влаштування і експлуатація руслових водозаборів значно

складніша, ніж берегових, а надійність роботи менше, так як кінцеві пристрої не доступні для огляду. Самопливні і сифонні водопроводи таких водозаборів можуть замулюватися. Тому застосування їх обмежується невеликою і середньою продуктивністю (до 6 м³/с).

При необхідності великого заглиблення самопливних труб в несприятливих геологічних умовах замість їх доцільно проектувати сифонні труби, які слід укласти на невеликій глибині паралельно поверхні землі.

При великій амплітуді коливання рівнів води в річці і великій каламутності в період паводку самопливні труби слід влаштовувати в два яруси. У паводок забір води із річки проводиться по верхньому самопливного ярусу, а в межень – по нижньому. Якщо за топографічними, геологічними та гідрологічними умовами можливе наближення берегового колодязя до урізу води, то його проектують із самопливною лінією та з вікнами.

Руслові водоприймачі в залежності від гідрологічних умов вододжерела і топографії берега можуть бути затопленими, затоплюваними у паводок і незатоплюваними.

Верх постійно затоплених водоприймачів розташовують не менше ніж на 0,3 м нижче мінімального розрахункового рівня води і на 0,2 м нижче нижньої поверхні льоду. Конструкції затоплених водоприймачів по відношенню до динамічних впливів можна розділити на незахищені (сталеві, залізобетонні, тонкостінні) і захищені, що поміщаються у масивні оголовки, виконані із збірного залізобетону або методом підводного бетонування в сталевому або залізобетонному кожусі.

Зазначені оголовки застосовують при продуктивності водозабору до 0,8...1,0 м³/с.

Площа водоприймальних вікон оголовків визначають за формулою (6.53) при вхідних швидкостях рівних 0,2...0,6 м/с при відсутності шуги у вододжерелі та 0,1...0,2 м/с – при заборі з вододжерела з шугою.

При відборі великих витрат води значного поширення набули водоприймачі з вихровою камерою та щілинні. Розрізняють водоприймачі із закритою і відкритою вихровими камерами.

Затоплювані водоприймачі застосовують за наявності широкої заплави, що затоплюється. Зазвичай їх розташовують біля краю заплавної тераси. У межень водоприймачі не затоплені і обслуговуються з берега, а в паводок затоплюються і недоступні

для профілактики.

Незатоплювані водоприймачі руслового типу застосовують у великих водозаборах з метою підвищення надійності подачі. Їх конструкція розраховується на динамічний вплив льоду. Водоприймачі зводять, як правило, кесонним способом. По висоті вони мають декілька рядів вікон.

Самопливні і сифонні лінії з'єднують водоприймач з береговим колодязем. З метою підвищення надійності подачі води число їх приймають рівним числу секцій водоприймача, але не менше двох. Самопливні лінії прокладають нижче мінімального рівня води в річці. Самопливні лінії, щоб уникнути утворення повітряних мішків і скупчення наносів вкладаються постійним ухилом не менше 0,05 у бік руху води при промиванні. За умовами проведення робіт для самопливних ліній зазвичай застосовують сталеві труби, хоча можна застосовувати чавунні, азбестоцементні та залізобетонні труби..

Швидкість руху води в самопливних трубах приймають рівною 0,7...1,5 м/с.

Сифонні лінії при низьких рівнях води у вододжерелі деякою своєю частиною можуть бути вище рівня води у вододжерелі, тобто під вакуумом. Для їх зарядки передбачають вакуумні установки. Внаслідок меншої надійності сифонні лінії застосовують у водозаборах II та III категорії надійності подачі води в тих випадках, коли прокладка самопливних ліній потребує значних витрат.

Швидкість руху рідини у сифонних лініях – 1,2...2 м/с. Вакуум у вищій точці сифона не повинен перевищувати 6...7 м.в.ст.

У ряді випадків на річках, які несуть велику кількість шуги, береговий колодязь влаштовують у водоприймальних ковшах. Водоприймальний ківш являє собою штучну затоку, утворену дамбою, винесеною у русло річки або у спеціально відкриту виїмку. Ковші можуть мати верховий чи низовий вхід. Іноді влаштовують верховий та низовий входи одночасно.

В окремих випадках ковші використовуються для освітлення річкової води, яка містить велику кількість суспензій. Швидкість течії води в ковшах приймається рівною 0,05...0,15 м/с. Такі малі швидкості руху води у ковші обумовлюють більш раннє утворення в них крижаного покриву. Завдяки малим швидкостям шуга, що потрапила у ківш з річки, спливає і змерзається з поверхневим льодом, що покращує роботу водозабору. На не глибоких річках

ковші використовують для збільшення глибини біля місця забору води і для поліпшення підведення води з русла річки до водоприймальних споруд. У цих випадках дно ковша розташовують на 1...1,5 м нижче дна річки, що виключає необхідність зведення водопідйомних гребель. Водоприймальні ковші можна використовувати для збільшення величини забору води в період мінімального стоку.

Гребінь дамби ковша, призначеного для боротьби з шугою, повинен бути вище позначки рівня води в період шугоходу, а в інші періоди він може бути залитим високими водами. У ковшах, що використовуються і для освітлення води, що забирається, дамба повинна бути незатоплюваною.

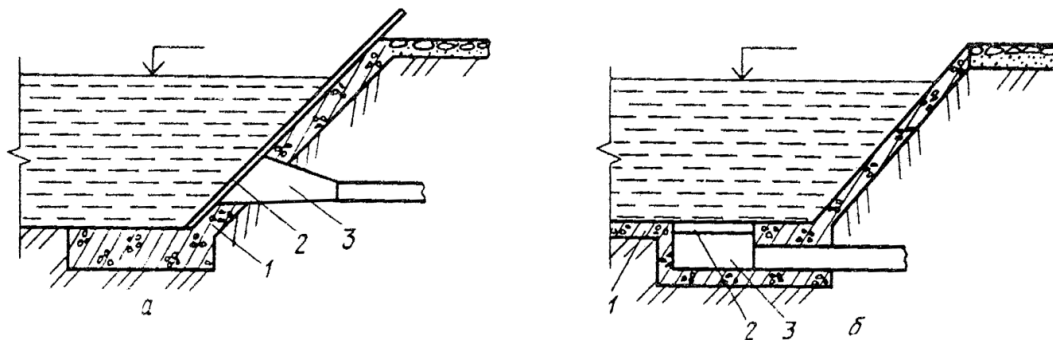
У тих випадках, коли стиснення річки дамбою небажане, ківші відривають в березі річки.

Берегові водоприймально-сіткові колодязі руслових водозаборів дозволяють скоротити довжину всмоктувальних труб насосів. При підвищених вимогах до чистоти води в берегових колодязях розміщують сітки для проціджування води.

В іригаційних водозаборах при віддаленні водоприймача від насосної станції на відстань до 20...30 м водоприймальний колодязь можна не влаштовувати. При рівномірному зниженні берега передня стінка берегового колодязя може розташовуватися на незатоплюваній позначці. Для надійності відбору води береговий колодязь секціонують. Берегові колодязі руслових водозаборів за будовою аналогічні водоприймальним колодязям берегових водозаборів. Самопливні водоводи на вході в колодязь обладнують засувками, керованими з наземного павільйону, системами зворотної і імпульсної промивки з відповідною арматурою. Сифонні лінії крім того обладнують вакуумними установками. Дно колодязя виконують з нахилом до напрямку в приймальному відділенні для збору осаду.

При заборі води з каналів водоприймальний оголовок закладають в укріплений укїс каналу або у дно (рис. 6.27).

Для забору води з озер і водосховищ застосовують водозабори руслового типу. В озерах водоприймачі влаштовують на великій глибині, де вода чистіша і має постійну температуру. Однак в придонній зоні озера вода може змулюватися, тому для забору вхідні отвори оголовка роблять на висоті 2,5...5,0 м від дна. Для крупних водозаборів з озер і водосховищ водоприймачі можуть виконуватися у вигляді баштових споруд.



а - водоприймач в укосі каналу; б - водоприймач в дні каналу; 1 - кріплення дна; 2 - решітка; 3 - водоприймач.

Рисунок 6.27 - Схеми водозабору з каналу

Місце розташування водоприймача при заборі води з водосховищ вибирають з урахуванням напрямку вздовж берегового потоку наносів і величини стадії переробки берегів.

6.3.5 Санітарна охорона джерел водопостачання та водопровідних споруд

Для захисту джерел водопостачання, водозабірних та інших споруд від забруднень встановлюються зони санітарної охорони. Для джерел водопостачання санітарна зона ділиться на два пояси, в кожному з яких дотримується особливий режим.

Перший пояс (строгового режиму) охоплює територію, на якій знаходиться джерело водопостачання та водопровідні споруди (насосні станції, очисні станції). У першому поясі забороняється: проживання людей, а також всі види будівництва (за винятком пов'язаного з розширенням і технічними потребами самого водопроводу); випуск стоків; водопій і випас худоби; рибна ловля і т.д. Перший пояс огорожується парканом та смугою зелених насаджень.

Другий пояс (зона обмеження) охоплює територію, яка безпосередньо оточує джерело водопостачання і його притоки. У цьому поясі забороняється таке використання території та джерел водопостачання, яке може викликати погіршення його характеристик. Всякого роду будівництво, знищення насаджень, проведення залізничних та автотранспортних шляхів, переправ, використання земельних ділянок і водойм для сільськогосподарських потреб і т.д. здійснюється тут лише з особливого дозволу органів державної санітарної інспекції.

Забороняється забруднювати територію і водойми відходами, сміттям, отрутохімікатами і т.д.

Для поверхневих джерел межі зон санітарної охорони встановлюють не тільки вгору від місця забору води, але і вниз за течією. Для річкових водозаборів розміри першого поясу складають: вгору – не менше 200 м; вниз за течією – не менше 100 м; на прилеглому до водозабору березі – не менш 100 м від урізу води при літньо-осінній межені; від протилежного водозабору берега – 50м. Для озерних водозаборів розміри першого поясу складають – 100 м в усі боки. Межі другого поясу для річкових водозаборів визначають з умови, що протікання води від верхньої межі зони до водозабору відбудеться за 3...5 діб. Вниз за течією кордон другого поясу відносять на 250 м, а в сторони до 500...1000 м, залежно від рельєфу місцевості.

Для санітарного захисту водопровідних споруд організовують перший пояс охорони з кордонами: для насосних і очисних станцій, підземних резервуарів – 30 м (від стін); для водонапірних башт – 15 м. Вздовж водопроводів організують другий пояс зони охорони шириною в обидві сторони 10...50 м.

При використанні підземних вод перший пояс санітарної охорони являє собою ділянку навколо колодязів, свердловин і т.д. радіусом 30...50 м.

Межі другого поясу зони охорони підземного джерела встановлюють з урахуванням розташування областей живлення підземних вод. Обмеження вводять в залежності від гідрогеологічних умов їх залягання.

6.4. Способи поліпшення якості води

6.4.1. Вимоги до якості води

Вододжерелами для водопостачання можуть бути річки в їх природному та зарегульованому стані і підземні води.

До якості води, яка використовується для питних цілей та виробництва харчових продуктів, пред'являються жорсткі вимоги. Якість води природних джерел визначається наявністю в ній речовин неорганічного та органічного походження, а також мікроорганізмів. Якість характеризується хімічними і фізичними показниками і вмістом у воді хвороботворних бактерій. Нормальна якість і межі допустимого відхилення від неї встановлюються

державними стандартами. Джерело господарсько-питного водопостачання вибирають відповідно до вимог ГОСТ 2761-84 "Джерела централізованого господарсько-питного водопостачання. Гігієнічні, технічні вимоги та правила вибору". Санітарна якість води регламентується чинним ГОСТ 2874-82 "Вода питна", в якому наведені сприятливі для людини органолептичні показники води: смак, запах, колір, прозорість, а також нешкідливість її хімічного складу та епідемічна безпека.

Смак води визначається розчиненими в ній речовинами. Він може бути гіркий, солоний, кислий. Крім того, розрізняють додаткові присмаки: рибний, металевий і т.д. Інтенсивність смаку і присмаку визначають за п'ятибальною системою.

Запах води залежить від хімічного складу і від розчинених у воді газів. Смак і запах визначають при кімнатній температурі і при підігріві до 60 °С. Інтенсивність запаху оцінюється за п'ятибальною системою і для питної води він, як і смак, не повинен перевищувати двох балів.

Нерідко неприємний присмак і запах води пояснюються наявністю в ній продуктів розкладання рослинних і тваринних організмів, наприклад сірководню.

Каламутність води залежить від кількості завислих в ній частинок. Зважені у воді частки служать сприятливим середовищем для розвитку хвороботворних бактерій. Тому норми строго обмежують вміст суспензій у водопровідній воді. Їх концентрація не повинна перевищувати 1,5 мг/л. Каламутність вимірюється спеціальними приладами – ніфелометрами. При відсутності приладів замість каламутності вимірюють прозорість води, переглядаючи через шар води, наливої в циліндр, чорний хрест або стандартний шрифт. Товщина шару води, через яку ще видно шрифт або хрест, характеризує прозорість води.

Для господарсько-питного водопостачання оптимальна температура води 7...12° С.

Кольоровість води визначають колориметричним способом, порівнюючи з еталонною шкалою, що імітує цю кольоровість. Використовують платино-кобальтову або кобальто-біхроматну шкали. Забарвлення питної води не повинне перевищувати за цією шкалою 20 °.

Мінеральні домішки, що впливають на органолептичні властивості води, не повинні перевищувати зазначених у таблиці 6.11 величин.

Таблиця 6.11 - Допустима кількість мінеральних домішок і воді

Мінеральні домішки	Кількість, мг/л	Мінеральні домішки	Кількість, мг/л
Сухий залишок	1000	Мідь	1,0
Хлориди	350	Цинк	5,0
Сульфати	500	Алюміній	0,5
Залізо	0,3	Метафосфати	3,5
Марганець	0,1	Нітрати	10

Дуже мала мінералізація води (до 100 мг/л) погіршує її смак, а вода, позбавлена солей (дистильована), шкідлива для людського організму. За узгодженням з органами санітарно-епідеміологічної служби сухого залишку допускається до 1500 мг/л, а заліза у використовуваних підземних водах – до 1 мг/л. Розчинені у воді кисень, вуглекислий газ, а також невеликі кількості гідрокарбонату кальцію надають їй приємний і освіжаючий смак. У питній воді в будь-який час року має бути не менше 4 г/м³ кисню.

Вміст у питній воді великої кількості розчинених кальцієвих і магнієвих солей не тільки негативно впливає на смак, але й обумовлює її ж о р с т к і с т ь. Розрізняють карбонатну (тимчасову) і некарбонатну жорсткості. Карбонатна жорсткість визначається вмістом двовуглекислих солей кальцію і магнію, некарбонатна – вмістом хлоридів, сульфідів, нітратів кальцію і магнію. Карбонатна і некарбонатна жорсткості характеризують загальну жорсткість води.

Жорстка вода несприятлива у багатьох відношеннях: у ній важко розварюються багато продуктів, різко зменшується миюча здатність, утворюється накип в котлах і т.п. Вона сприяє розвитку ряду захворювань людей і тварин. ГОСТ 2874-82 допускає жорсткість питної води не вище 7 мг екв/л.

Строго регламентована і реакція середовища, яка у питній воді повинна бути близькою до нейтральної (рН= 6,5...8,5).

Бактеріальна забрудненість води характеризується наявністю в ній різних бактерій, особливо хвороботворних (патогенних), які викликають шлунково-кишкові захворювання (черевний тиф, дизентерію, холеру та ін.) Вона визначається кількістю бактерій, що містяться в 1 мл води. У питній воді їх повинно бути не більше 100 колоній в 1 мл. Згідно з нормами в 1 л питної води допускається не більше трьох кишкових паличок, тобто так званий колі-індекс не

повинен перевищувати 3. Вода для напування тварин не повинна поступатися за якістю питній воді. Проте, вимоги, що пред'являються до таких властивостей, як запах, колір, прозорість – можуть бути трохи знижені.

6.4.2. Основні методи очищення води

Якість води з природних джерел, особливо поверхневих, у більшості випадків не відповідає вимогам ГОСТ 2874 - 82 "Вода питна". Зазвичай, вода замулена суспензіями і забрудненнями. Вживати її без попереднього очищення не можна. Підземні води, особливо міжпластові, прозорі і, як правило, не вимагають очищення. Однак, нерідко, вони мають підвищену мінералізацію, містять багато заліза, сірководню, фтору. У таких випадках підземні води потребують поліпшення. При заборі води та зберіганні її в неї можуть потрапляти забруднення, для ліквідації яких воду доводиться піддавати знезараженню. Якість води покращують шляхом очищення її від суспензій і бактерій, усунення колірності, присмаків і запахів, а також зміною складу розчинених у ній хімічних речовин при надлишковому, а іноді, і при недостатньому їх вмісті. Очищення води полягає в її освітленні, знезаражуванні, знебарвленні та дезодорації (усунення запахів і присмаків).

Воду можна очищати як із застосуванням хімічних реагентів (коагулянтів, хлору та ін.), так і без них. У зв'язку з цим розрізняють реагентний і безреагентний методи очищення.

Поліпшення хімічного складу води полягає у зменшенні вмісту в ній розчинних речовин. У сільськогосподарському водопостачанні застосовують такі методи обробки води: опріснення – часткове видалення з води розчинених солей; пом'якшення – зменшення вмісту солей жорсткості (Ca^{2+} и Mg^{2+}); знезалізнення – видалення з води надлишку солей заліза, сірководню, знефторювання і фторування води.

Для очищення і поліпшення хімічного складу води, будують станції очистки. Склад основних споруд водоочисної станції для освітлення і знебарвлення води вибирають залежно від її каламутності та кольоровості, а також продуктивності станції (табл. 6.12).

Технологічні схеми і основні споруди станцій поліпшення якості води вибирають, виходячи з практики експлуатованих станцій, що працюють в аналогічних умовах.

Таблиця 6.12 – Склад основних технологічних споруд для освітлення та знебарвлення води

Споруди	Умови застосування		
	Якість вихідної води		Продуктивність очисної станції, м³/доб
	Вміст зважених речовин, мг/л	Колірність, град	
Обробка води із застосуванням коагулянтів			
Швидкі фільтри:			
напірні	До 30	До 50	До 5000
відкриті	До 20	До 50	До 50000
Вертикальні відстій- ники швидкі фільтри	До 1500	До 120	До 5000
Горизонтальні відстійники – швидкі фільтри	До 1500	До 1200	Вище 30000
Освітлювачі із зваженим осадом – швидкі фільтри	50...1500	До 120	Вище 5000
Два ступені відстійників – швидкі фільтри	Більше 1500	До 120	Будь-яка
Контактні освітлювачі	До 120	До 120	До 800
Трубчастий відстійник и напірний фільтр заводського виготовлення типа “Струя”	До 1000	До 120	Будь-яка
Обробка води без застосування коагулянтів			
Крупнозернисті фільтри для часткового освітлення води	До 150	До 120	Будь-яка
Повільні фільтри з механічною і гідравлічною регенерацією піску	До 1500	До 50	—

Враховуючи складність технологічних схем і споруд для поліпшення якості води, їх вибирають на основі техніко-економічних обґрунтувань. Станції очищення споруджують за типовими проектами. Пропускна здатність (продуктивність) станцій очищення води уніфікована і становить, м³/добу: 100, 200, 400, 800, 1600, 3200, 5000, 8000 і т.д. Станції очищення великої продуктивності в практиці сільськогосподарської водопостачання зазвичай не зустрічаються.

За принципом руху води в спорудах водоочисні станції поділяють на самопливні і напірні.

Після вибору технологічної схеми очищення води і визначення складу споруд складають висотну схему послідовного розташування основних споруд з взаємною ув'язкою висоти їх розташування на місцевості.

Висотну схему починають складати з найбільш низько розташованої споруди – резервуару чистої води, відмітку води в якому беруть на 0,5 м вище відмітки землі. Потім визначають позначки рівнів в окремих спорудах станції з урахуванням втрат напору в спорудах і комунікаціях (таблиця 6.13)

Таблиця 6.13 – Втрати напору у водоочисних спорудах і з'єднувальних комунікаціях

Споруди і обладнання	Втрати напору, м	З'єднувальні комунікації	Втрати напору, м
Барабанні сітки та мікрофільтри	0,4...0,6	Від змішувачів до відстійників	0,3...0,4
У вхідних камерах	0,3...0,5	Від змішувачів до освітлювачів із зваженим осадом	0,5
В пристроях вводу реагенту	0,1...0,3		
У змішувачах	0,5...0,6	Від змішувача чи вхідної камери до контактних освітлювачів	0,5...0,7
В камерах пластівцеутворювання	0,4...0,7		
У відстійниках	0,7...0,8		
В освітлювачах із зваженим осадом	0,7...0,8	Від відстійників чи освітлювачів із зваженим осадом	
У швидких фільтрах	3,0...3,5		

В контактних освітлювачах	2,0...2,5	до фільтрів	0,5...0,6
У повільних фільтрах	1,5...2,0	Від фільтрів чи освітлювачів	0,5...1,0
Вимірювальна апаратура на вході і виході із станції	0,5		

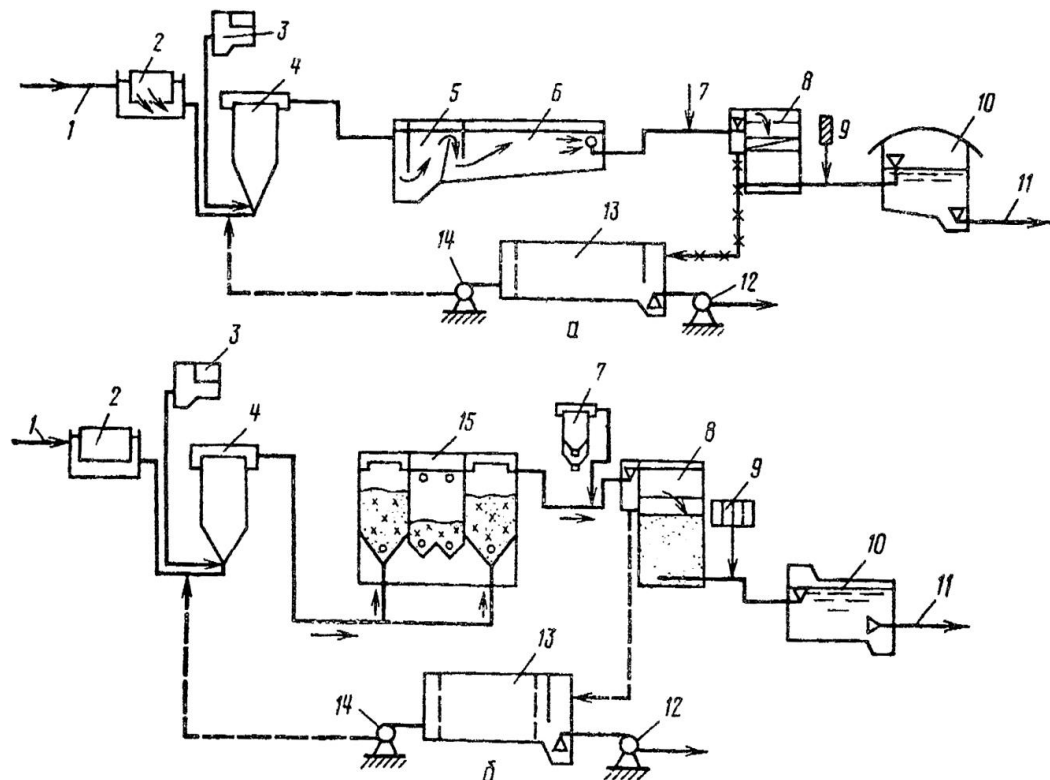
Для зменшення будівельної вартості водоочисної станції її окремі споруди необхідно максимально пристосувати до рельєфу місцевості і забезпечити можливість самопливного відводу стічних вод і опадів з усіх споруд. Діаметри труб сполучних комунікацій визначають залежно від величини розрахункової витрати і допустимих швидкостей (таблиця 6.14).

Таблиця 6.14 – Значення допустимих швидкостей руху води в сполучних комунікаціях водоочисних станцій

З'єднувальні комунікації	Допустимі швидкості води, м/с
Від насосів 1 підйому до змішувачів	1,0...1,2
Від змішувача до камери пластівцеутворювання або до освітлювача	0,8...1,0
Від камери пластівцеутворювання до відстійника	0,05...0,1
Від відстійників освітлювачів до фільтрів	0,8...1,2
Від фільтрів до труб, що підводять промивну воду до фільтрів	1,0...1,5
Канал для відводу промивної води після фільтрів	1,5...2,0

Схеми очисної станції реагентної очистки води показані на рисунку 6.28.

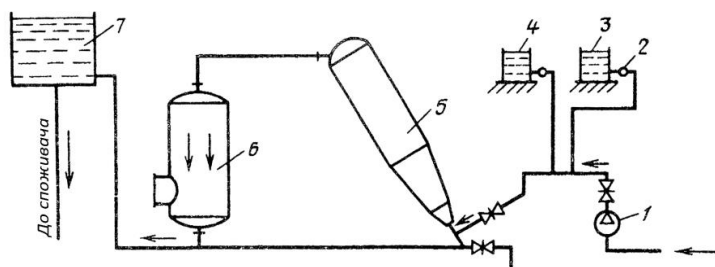
Неочищену воду подають у змішувач. Туди ж подають розчин реагентів (коагулянти та ін.) Потім вода потрапляє в камеру утворення пластівців, де відбувається утворення і осаджування пластівців, а з неї у відстійник. У схемах (рис. 6.28, б) вода із змішувача потрапляє в освітлювачах із зваженим осадом або в контактний освітлювач. Відстояна вода надходить у фільтри, потім її знезаражують і направляють у резервуар чистої води.



а - з горизонтальним відстійником, б - з освітлювачем зі зваженим осадом; 1, 11 - подача вхідної і відведення обробленої води; 2 - барабанні сітки; 3 - реагентне господарство; 4 - вертикальний змішувач; 5 - вихрова камера пластівцеутворювання; 6 - горизонтальний відстійник; 7 - введення реагенту; 8 - швидкий фільтр; 9 - установка для знезараження води; 10 - резервуар чистої води; 12, 14 - насоси; 13 - відстійник-усреднювач промивної води; 15 - освітлювач із зваженим осадом; в - з вертикальним відстійником; 1 - подача води; 2 - реагентне господарство; 3 - змішувач; 4 - камера пластівцеутворювання; 5 - вертикальний відстійник; 6 - швидкий фільтр; 7 - установка для знезараження води; 8 - резервуар чистої води.

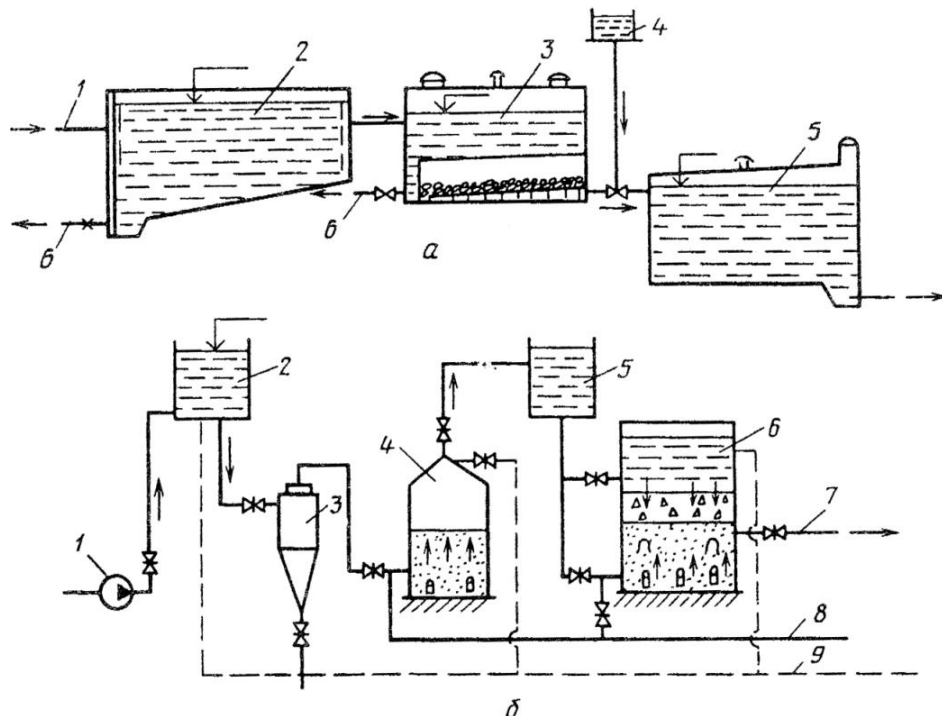
Рисунок 6.28 - Технологічні схеми реагентної очистки води

У системах господарсько-питних водопроводів сільських населених місць набула поширення водоочисна установка "Струмінь 100" продуктивністю 100 м³/добу (рис. 6.29). Вода насосом подається в комбінований агрегат, який об'єднує змішувач, камеру пластівцеутворювання і відстійник. Потім вода надходить на фільтр і далі в водонапірну ємність.



1 - насос; 2 - дозатор; 3 - розчинний бак для коагулянту; 4 - хлораторна; 5 - комбінований агрегат; 6 - фільтр; 7 - резервуар.

Рисунок 6.29 - Водоочисна установка "Струмінь-100"



а - з відстійником і повільним фільтром: 1 - підведення вода; 2 - відстійник; 3 - повільний фільтр; 4 - установка для знезараження води; 5 - резервуар чистої води; 6 - скидна труба, б - з гідроциклоном: 1 - насос; 2, 5 - регулюють ємності; 3 - гідроциклон; 4, 6 - фільтри; 7 - відведення освітленої води; 8 - підведення промивної вода; 9 - скидна трубопровід.

Рисунок 6.30 - Технологічна схема очисної станції безреагентного очищення

При безреагентному очищенні схема водо очистки спрощується. Такі схем не містять реагентного господарства, змішувачів та камер пластівцеутворювання рисунок 6.30. Основними спорудами тут є відстійники і повільні фільтри та пристрої знезараження води. В установках безреагентного очищення води можуть використовуватися фільтри з плаваючим завантаженням з пінистого полістиролу.

Водоочисні станції розраховують на рівномірну роботу протягом доби. Продуктивність станції складається з витрати води, що подається споживачам, витрати на власні потреби, а також витрати на поповнення протипожежного запасу води.

6.4.3. Коагулювання води

Освітлення води шляхом природного (без коагуляції) відстоювання протікає повільно і іноді повністю не завершується. Після коагуляції, коли суспензії і колоїди об'єднуються в агрегати (пластівці) відстоювання води йде значно швидше. При відстоюванні коагульованої води досягається більш повне освітлення, так як пластівці коагулянту сорбують колоїдні

речовини, що додають природній воді кольоровість, а також значну частину бактерій. Як коагулянт використовують сірчаноокислий алюміній (глинозему $\text{Al}_2(\text{SO}_4)_3 \cdot 18\text{H}_2\text{O}$, а також $\text{FeSO}_4 \cdot 7\text{H}_2\text{O}$ (залізний купорос), хлорне залізо $\text{FeCl}_3 \cdot 6\text{H}_2\text{O}$. На очисних станціях коагулянт зберігають на спеціальних складах в сухому вигляді або у вигляді концентрованого розчину. Орієнтовну дозу коагулянту для кольорових вод визначають за формулою:

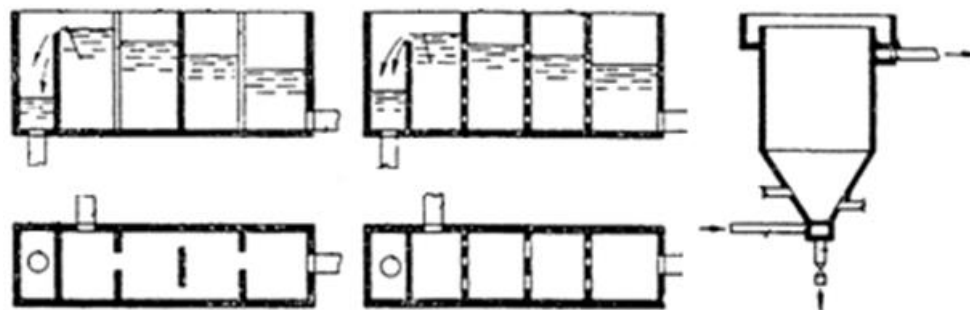
$$D_k = 4\sqrt{\text{Ц}}, \quad (6.56)$$

де Ц – кольоровість води.

Доза коагулянта залежить від каламутності та кольоровості води, водневого показника рН і коливається в межах 25...125 мг/л. При коагулюванні глинозем додають у воду у вигляді розчину з концентрацією 4...10 %. Для коагуляції суспензій і колоїдів необхідно, щоб оброблювана вода мала достатню лужність. При нестачі у воді природної лужності воду підлужують, додаючи гашене вапно $\text{Ca}(\text{OH})_2$ або кальциновану соду Na_2CO_3 .

Для інтенсифікації коагулювання води її іноді обробляють ф л о к у л я т о р а м и (поліакриламід, активна кремнієва кислота і ін.). Дозу поліакриламіду приймають 0,1...1,5 мг/л, а активної кремнієвої кислоти – 2...5 мг/л в залежності від каламутності, кольоровості і температури води.

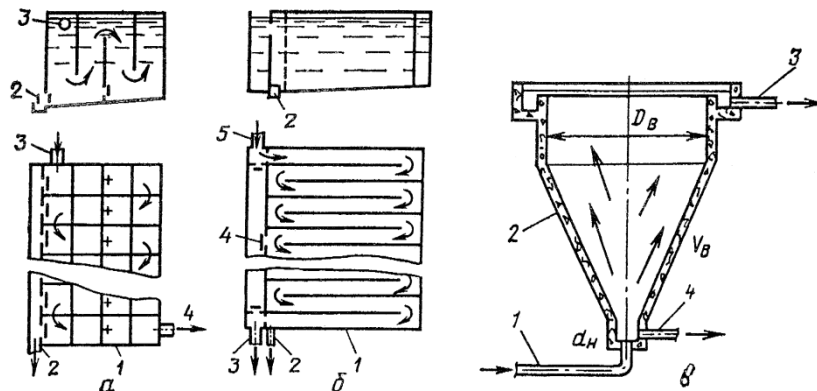
Приготування розчинів коагулянту на очисних станціях проводиться в спеціальних відділеннях (реагентне господарство), що включають розчинювальні і витратні баки. Кількість витратних баків повинно бути не менше двох. Витратні і розчинювальні баки виготовляють з бетону або пластмас. Розчин коагулянту дозують в оброблювану воду за допомогою дозаторів. Перемішування розчину коагулянтів з освітлюваною водою проводять у змішувачах (рис. 6.31). Змішувачі бувають дірчасті, перегородчасті (горизонтальні) і вихрові (вертикальні). Іноді спеціальних змішувачів не роблять, а для змішування використовують відцентровий насос або трубопровід, що підводить воду на очисну станцію. Змішування води з коагулянтом повинно закінчуватися через 2 хв. до того моменту, як почнуть утворюватися пластівці.



а б в
а - перегородчастий; б - дірчастий; в - вихровий.

Рисунок 6.31 - Змішувачі гідравлічного типу

Воду після змішувачів перед відстоюванням направляють в камеру пластівцеутворювання (рис. 6.32). У цій камері здійснюється рівномірне, повільне перемішування води, що сприяє утворенню великих міцних пластівців гідроксиду алюмінію з сорбованих з води домішками. Камери можуть бути розташованими біля відстійників або їх вбудовують у відстійники. В окремо розташованих камерах пластівцеутворювання для збереження структури пластівців швидкість руху води у відповідних комунікаціях приймають – 0,05...0,1 м/с.



а - з вертикальним рухом води: 1 - корпус; 2 - скидний канал; 3 - подача води від змішувача; 4 - відведення вода, б - з горизонтальним рухом води: 1 - корпус; 2 - скидання осаду; 3 - відведення води; 4 - шибер; 5 - подача води від змішувача; в - вертикальна (вихрова) камера: 1 - подача води від змішувача; 2 - корпус; 3 - відведення води; 4 - скидна труба.

Рисунок 6.32 - Перегородчасті (а, б) і вихрова (в) камери утворення пластівців

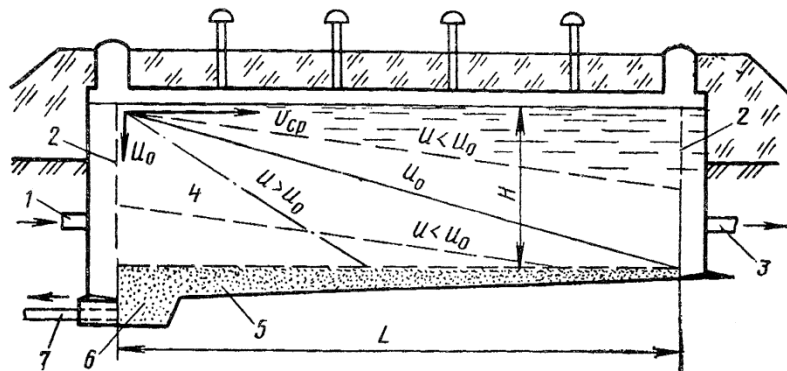
У практиці очищення води в горизонтальних відстійниках застосовують камери пластівцеутворювання перегородчасті, вихрові і з шаром зваженого осаду. У вертикальних, відстійниках застосовують камеру пластівцеутворювання водоворотного типу. Час перебування води в камерах пластівцеутворювання – 15...30 хв.

6.4.4. Відстоювання води. Відстійники

Вода з камери пластівцеутворювання надходить у відстійники, де відбувається осадження суспензії, що міститься в ній. За конструкцією і напрямом руху води, що освітлюється, вони можуть бути: горизонтальні, вертикальні, радіальні та їх різновид – тонкошарові. Горизонтальні відстійники застосовують при реагентному методі обробки води, якщо продуктивність водоочисної станції більше 30000 м³/доб.

Горизонтальний відстійник являє собою залізобетонний прямокутний в плані басейн (рис. 6.33). Вода підводиться до однієї з його торцевих стінок, проходить через дірчастий екран, призначений для рівномірного її розподілу по всьому живому перетину відстійника, проходить уздовж відстійника до протилежної торцевої стінки і відводиться по трубах на фільтри. У відстійнику розрізняють його робочу частину, де відбувається осадження суспензії і нижню – де збирається, накопичується та ущільнюється осад.

Зважені речовини, що знаходяться у воді, випадають в осад під дією сили тяжіння. Осад віддаляється періодично, з виключенням відстійника від роботи, або безперервно – гідравлічним способом.



1 - впуск води; 2 - дірчасті розподільні перегородки; 3 - випуск освітленої води; 4 - зона осадження; 5 - зона накопичення та ущільнення осаду; 6 - приямок; 7 - спускна труба для видалення осаду.

Рисунок 6.33 - Схема горизонтального відстійника

Сумарну площу горизонтальних відстійників визначають за формулою:

$$S = \alpha Q_p / (3,6 U_0) , \quad (6.57)$$

де Q_p – розрахункова витрата води; U_0 – швидкість випадання

(гідравлічна крупність) суспензії, яка приймається за таблицею 6.15; α – коефіцієнт, що враховує зважувальний вплив вертикальної складової швидкості і визначається в залежності від відношення довжини відстійника до його глибини L/H за таблиці 6.16.

Таблиця 6.15 – Швидкість осадження суспензії

Вихідна вода	Вміст суспензії, мг/л	Спосіб обробки	U_0 , мм/с
Малокаламутна кольорова	до 50	коагулювання	0,35...0,45
Каламутна	50...250	–"–	0,45...0,5
	більше 250	–"–	0,5...0,6
	будь-яка	без коагулювання	0,12...0,15

Таблиця 6.16 – Зважувальний вплив вертикальної складової швидкості води у горизонтальному відстійнику

L/H	10	15	20	25
α	1,33	1,5	1,67	1,82
K	7,5	10	12	13,5

Висоту зони осадження відстійника H , приймають 2,5...3,5 м. Ширину горизонтального відстійника визначають за формулою

$$B = \frac{Q_r}{3,6KU_0HN} , \quad (6.58)$$

де N – розрахункове число відстійників.

Число відстійників приймають не менше двох. Якщо $N < 6$, то приймають один резервний.

При ширині відстійника $B > 6$ м він ділиться поздовжніми вертикальної перегородками на коридори шириною 3...6 м. Зазвичай, кожен коридор проектується як окремий відстійник, особливо, при гідравлічному видаленні осаду.

Розрахункову довжину горизонтального відстійника встановлюють за формулою

$$L = S/(BN) . \quad (6.59)$$

Має виконуватись умова – $L/H = 10...25$. Дірчасті перегородки встановлюють на відстані 1,5...2 м від торцевих стінок. Діаметр

отворів в них беруть $d_0 = 20...150$ мм, а їх кількість визначають розрахунком в залежності від величини витрати Q_p і розрахункової швидкості 0,3 м/с для вхідних і 0,5 м/с – для вихідних дірчастих стінок.

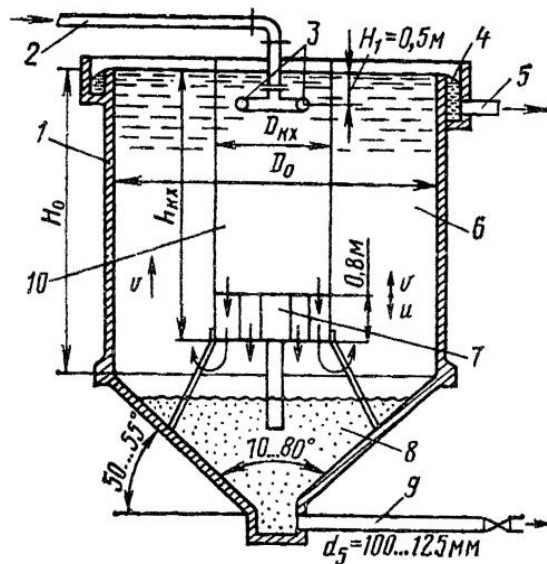
Нижню частину дірчастих перегородок на висоті 0,3...0,5 м від зони накопичення та ущільнення осаду залишають без отворів.

Дно відстійника без механізованого видалення осаду повинно мати поздовжній нахил не менше 0,02 у напрямку, зворотному руху води і поперечні ухили в кожному коридорі не менше 0,05. При гідравлічному видаленні осаду поздовжній ухил для відстійника приймають не менше 0,005. Час спорожнення відстійника має становити не менше 6 год.

В останні роки розроблені тонкошарові відстійники, мала глибина яких дозволяє прискорити освітлення води до 4...10 хв. Основні схеми взаємного руху води і випад осаду в тонкошаровому відстійнику перехресний, протитічний і прямотічний. Найбільш раціональна конструкція тонкошарового відстійника з протитічною схемою руху фаз.

Вертикальні відстійники застосовують при продуктивності станції до 5000 м³/добу. Вони являють собою круглі або квадратні в плані залізобетонні резервуари з центральною трубою і конічною або пірамідальною нижньою частиною (рис. 6.34).

Центральна труба є одночасно водовірною камерою пластівцеутворювання. Вода надходить у камеру через два розташованих у її верхній частині насадка, подібних насадкам сегнерового колеса. Ці насадки розташовані на відстані $0,2 d_k$ від стінки камери (d_k – діаметр камери) на глибині 0,5 м від поверхні води. Швидкість виходу води з насадка 2...3 м/с. Завдяки цьому вода отримує обертальний рух у верхній частині камери. У нижній її частині влаштовують гасник у вигляді решітки з поставлених на ребро дощок, що переводить обертальний рух води в поступальний.



1 - відстійник; 2 - труба, що підводить воду зі змішувача; 3 - сопла; 4 - відвідний круговий жолоб; 5 - труба, яка відводить воду на фільтри; 6 - зона осадження; 7 - гасник; 8 - осадова частина; 9 - труба для випуску осаду; 10 - водоворотна камера утворювання пластівців.

Рисунок 6.34 - Вертикальний відстійник з вбудованою водоворотною камерою утворювання пластівців

Висоту решітки приймають 0,8 м. Розмір вічок решітки – 0,5 х 0,5 м. Вода з камери пластівцеутворювання надходить в зону осадження. У зоні осадження відстійника вода рухається знизу вгору зі швидкістю 0,5...0,6 мм/с, а суспензія осідає під дією сили тяжіння. Площа живого перерізу відстійника дорівнює сумі площ камери пластівцеутворювання та площі зони осадження $S_{\text{в}} = S_{\text{кам.пл}} + S_{\text{з.ос}}$.

Площу камери пластівцеутворювання визначають за формулою

$$S_{\text{кам.пл}} = \frac{Q_p t}{60 H N}, \quad (6.60)$$

де t – час перебування води в камері пластівцеутворювання, (15...20 хв); H – висота камери пластівцеутворювання.

Висоту зони осадження H_o відстійника приймають рівною 4...5 м. Площа поперечного перерізу зони осадження дорівнює:

$$S_{\text{з.ос}} = \beta \frac{Q_p}{3,6 V_{\text{р.в}} N}, \quad (6.61)$$

де $V_{\text{р.в}}$ – розрахункова швидкість висхідного потоку; β – коефіцієнт об'ємного використання відстійника, приймається рівним 1,3...1,5.

Діаметр відстійника визначають за формулою $D = 2\sqrt{S_{\text{в}}/\pi}$.

Відношення D/H для вертикального відстійника має бути 1...1,5. Осадову частину відстійника влаштовують з центральним кутом $\alpha = 50...55^\circ$. Висота конічної частини відстійника дорівнює:

$$h = \frac{D - d}{2 \operatorname{ctg}(90^\circ - \alpha)}, \quad (6.62)$$

де d – діаметр нижньої частини конічного дна, що приймається рівним діаметру труби для видалення осаду – 150...200 мм.

Зазвичай, період роботи відстійника між чистками приймають не менше 8 год. Відведення освітленої води здійснюють кільцевими і радіальними жолобами, перетин яких визначають, беручи швидкості руху води в них 0,6...0,7 м/с.

При освітленні невеликих об'ємів води можуть використовуватися гідроциклони, в яких відділення твердої фази від рідкої відбувається за рахунок дії відцентрової сили.

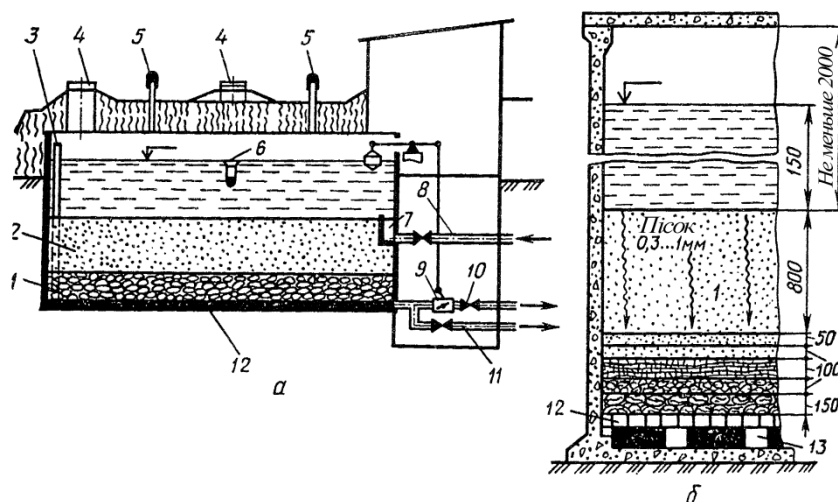
Для очищення води широко застосовується пропускання освітлюваної води через шар зваженого осаду. На цьому засновані споруди так звані освітлювачі зі зваженим осадом.

6.4.5. Фільтрування води

Фільтрування є останньою, завершальною стадією висвітлення води. Для фільтрування води на очисних станціях встановлюють водоочисні фільтри, завантажені шаром зернистого фільтруючого матеріалу – піску, дробленого антрациту, керамзиту та ін. Подана на фільтр вода проходить через фільтруючий шар, залишаючи в ньому суспензії. Розрізняють повільні і швидкі фільтри.

Повільні фільтри (рис. 6.35) застосовують на станціях з продуктивністю до 1000 м³/доб. і мутністю води до 50 мг/л без попереднього коагулювання. Повільний фільтр являє собою прямокутний або круглий в плані резервуар. Для затримання дрібних частинок некоагульованої суспензії на повільних фільтрах використовують кварцевий пісок з діаметром зерен 0,3...1,0 мм, шаром товщиною 0,8...1,2 м. Швидкість фільтрації дорівнює 0,1...0,2 м/год. Фільтруючий шар укладається на підтримуючий шар товщиною 0,5 м, який складається з піску, щебеню та гравію. Крупність зерен підтримуючого шару збільшується у напрямку від фільтруючого шару до дна. Підтримуючий шар укладають на дренаж з перфорованих труб, цегли або бетонних плит, що укладаються з проміжками. Для цього можна застосовувати пористі

бетоно-керамічні плити. У фільтрах площею до 15 м² спеціальний дренаж не влаштовують, а завантаження фільтра вкладають безпосередньо на дно, в якому влаштовують лоток для відведення фільтраційної води. Нахил дна в напрямі лотка повинен бути не менше 0,1. Висоту шару у над завантаженням приймають рівною 1,5 м.



1 - підтримуючий шар; 2 - фільтруючий шар; 3,5 - вентиляційні труби; 4 - люк; 6 - переливна труба; 7 - впускний жолоб; 8 - водовід сирої води; 9 - регулятор; 10 - відведення освітленої вода; 11 - скидна труба; 12 - плита; 13 - стовпчики.

Рисунок 6.35 - Повільний фільтр

У повільному фільтрі освітлювання досягається за рахунок плівкового фільтрування. Фільтруюча плівка на поверхні завантаження утворюється в результаті затримки частинок суспензії, колоїдів і бактерій. Затримані плівкою бактерії і органічні речовини зумовлюють виникнення в ній біологічних процесів, в результаті чого більшість бактерій затримуються плівкою і гинуть.

У процесі фільтрування через цю плівку каламутність знижується до вимог ГОСТ 2874-84, кольоровість на 20...29°, кількість бактерій на 95...99 %. При повільному фільтруванні суспензії затримуються в шарі товщиною 2...3 см.

Біологічна плівка дозріває через 1...2 доби. Період корисного фільтрування закінчується, коли втрати напору на фільтруючий плівці досягають приблизно 1 м, що, зазвичай, відбувається через 10...30 діб. Після цього фільтр вимикають і очищають. При очищенні фільтру з нього знімають забруднений верхній шар товщиною 1...2 см після чого фільтр знову готовий до роботи.

Таким чином, фільтроцикл повільного фільтра складається з трьох періодів: дозрівання, корисного фільтрування та регенерації. З кожним фільтроциклом грязеємність повільного фільтра зменшується. Отже, через 15...20 фільтроциклів проводиться повна

заміна завантаження.

Недоліком повільних фільтрів є значна вартість будівництва і великі площі. Кількість фільтрів не повинно бути менше двох.

Сумарна площа повільних фільтрів визначають за формулою

$$S = \frac{Q_{o.c} T_{\phi}}{V_{\phi} T_{k.\phi}}, \quad (6.63)$$

де $Q_{o.c}$ – продуктивність водоочисної станції, м³/год; T_{ϕ} – тривалість фільтроциклу; $T_{k.\phi}$ – тривалість корисної фільтрації, що визначається за формулою:

$$T_{k.\phi} = \frac{H_{оч}}{V_{\phi}}, \quad (6.64)$$

де $H_{оч} = \Gamma_{min} / M_{min}$ – питома очисна здатність фільтра за фільтроцикл; Γ_{min} – розрахункова мінімальна грязеемність піщаного фільтра, яка приймається 1000...2000 г/м²; M_{min} – мінімальна каламутність води, мг/л

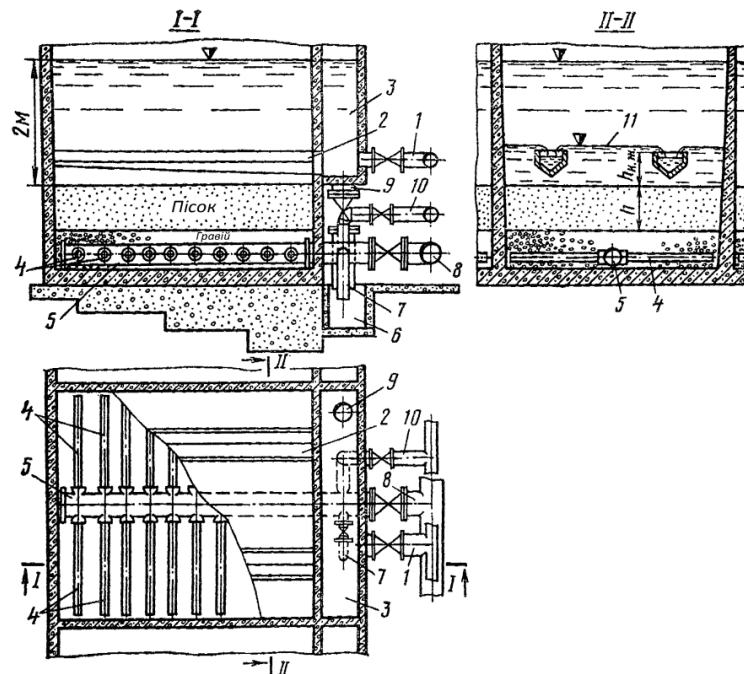
Тривалість фільтроциклу

$$T_{\phi} = T_{k.\phi} + T_{оч}, \quad (6.65)$$

де $T_{оч}$ – тривалість періоду очищення фільтра.

При фільтруванні води після коагулювання та відстоювання застосовують швидкі фільтри (рис. 6.36)

У швидких фільтрах очищення води досягають за рахунок об'ємного фільтрування. Каламутність води, що подається на фільтр, не повинна перевищувати 8...12 мг/л, а каламутність після нього – не більше 1...1,5 мг/л. У швидких фільтрах застосовують для завантаження пісок з крупністю зерен 0,5...2,0 мм. Товщина фільтруючого завантаження приймається 0,7...2,0 м. Швидкість фільтрації 5...10 м/год. Основна частина суспензії затримується в товщі піску під дією сил прилипання. Тому при очищенні фільтру необхідно промивати весь шар піску. В останні роки стали застосовувати двошарові фільтри, де поверх шару піску товщиною 40...50 см з розміром зерен 0,5...1,2 мм, укладають шар дробленого антрациту завтовшки 40...50 см з розміром зерен 0,8...1,8 мм, що збільшує їх грязеемність і подовжує робочий цикл.



1 - труба, що підводить забруднену воду; 2 - жолоб для відводу промивної води; 3 - кишеня; 4 - дірчасті труби розподільної системи; 5 - колектор; 6 - канал для відведення промивної води; 7 - труба для спорожнення фільтра; 8 - труба для подачі промивної води; 9 - труба для відводу промивної води; 10 - труба для відводу профільтрованої води; 11 - рівень води для промивки фільтра.

Рисунок 6.36 - Швидкий фільтр

Дозрівання фільтра протікає порівняно швидко (близько 20 хв). Швидкі фільтри очищують від забруднення через кожні 8...12 год. Фільтруюче завантаження промивають у самому фільтрі зворотним потоком води і повітря, що надходять знизу вгору. При промиванні пісок зважується висхідним потоком, частинки його приходять в рух і, вдаряючись одна з одною, добре очищаються.

Для запобігання вимивання піску з фільтра між ґратчастим дном і фільтруючою масою засипається підтримуючий шар з гравію крупністю від 1...2 мм до 30...60 мм і товщиною до 0,50 м із збільшенням крупності зверху вниз. Підтримуючий шар укладається на дренаж, який повинен забезпечити рівномірне по всій площі фільтра відведення фільтрованої води, але і найголовніше забезпечити рівномірний розподіл промивної води по всій площі фільтра. У зв'язку з цим дренажні системи називають розподільними. Найбільша ступінь рівномірності промивки може бути досягнута при влаштуванні дренажів великого опору (трубчасті і ковпакові).

Трубчаста розподільна система являє собою колектор, від якого відходять бічні відгалуження, розташовувані на відстані 0,25...0,35 м один від одного. Діаметри колектора і бічних відгалужень визначають за швидкістю входу в них води: в

колекторі – 0,8...1,2 м/с, у відгалуженнях – 1,6...2,0 м/с. У трубах бічних відгалужень просвердлюють два ряди отворів діаметром 10...12 мм через 200...300 мм в ряду так, щоб витікаючі з них струмені були направлені вниз під кутом 45° до горизонту. Загальна площа всіх отворів повинна складати 0,25...0,5 % від площі фільтра.

При такому співвідношенні площ втрати напору при виході води з отворів набагато перевищують різницю в напорах перед ними. Як наслідок, з усіх отворів вода витікатиме з майже однаковою витратою, чим забезпечується рівномірний розподіл води по площі фільтра. Якщо в бічних відгалуженнях замість отворів виконати вузькі щілини, що не пропускають пісок або закріпити на них спеціальні пластмасові щілинні ковпачки, то необхідність у підтримуючому шарі відпаде. Ковпачки можна закріплювати не тільки на трубах, але й на другому проміжному днищі фільтра.

Вода з відстійника по трубі 3 підводиться в кишеню 2 і надходить на фільтр 8. Профільтрована вода збирається розподільною трубчастою системою 10 і по трубі 4 відводиться в резервуар чистої води. При промиванні вода по трубі 5 підводиться до розподільчої системи та рівномірно розподіляється по площі фільтра. Забруднена промивна вода збирається жолобами 9 та надходить у кишеню 2 і через трубу відводиться в стік.

Необхідність промивки фільтра встановлюють по зростанню втрат напору в фільтрі або по погіршення якості фільтрату. Сумарну площу швидких фільтрів визначають за формулою:

$$F_{\text{ш ф}} = \frac{Q}{T V_{\text{р.н}} - 3,6n\omega t_1 - nt_2 V_{\text{р.н}}} , \quad (6.66)$$

де Q – корисна продуктивність водоочисної станції, м³/доб; $V_{\text{р.н}}$ – розрахункова швидкість фільтрування при нормальному режимі, м/год; n – число промивок фільтра за добу, приймається 2...3; ω – інтенсивність промивки; t_1 – тривалість промивки, приймається рівною 5...6 хв; t_2 – час простою фільтра у зв'язку з промиванням, приймається 0,33 год; T – тривалість роботи очисної станції протягом доби, год.

Інтенсивність промивки, приймається в залежності від діаметра матеріалу завантаження рівною 12...18 л/(с м²), а для двошарових фільтрів – 14...16 л/(с м²).

Кількість фільтрів орієнтовно визначають за формулою

$$N = \frac{1}{2} \sqrt{S} . \quad (6.67)$$

Мінімальне число фільтрів на станції повинно бути не менше чотирьох. Промивну воду на фільтр подають насосом, або з промивного бака. Об'єм промивної води в баку підраховується за умови промивки одночасно двох фільтрів.

Крім розглянутих фільтрів для освітлення води використовують контактні освітлювачі та двопоточні фільтри.

Водочисні установки "Струмінь" застосовуються для очищення вод поверхневих вододжерел з мутністю до 1000 мг/л, кольоровістю 120° та пропускною спроможністю до 800 м³/доб. Промисловість випускає установки двох типорозмірів "Струмінь-100" і "Струмінь-400" продуктивністю 100 і 400 м³/доб. Типові проекти розроблені на пропускну спроможність 100, 200, 400 і 800 м³/доб (при роботі в режимі реагентної очистки). Установка "Струмінь-100" (рис. 6.30) складається з трубчастого відстійника 2, поєднаного з камерою пластівцеутворювання, напірного фільтра 3, баків для реагентів коагулянту і вапна, електролізної установки для знезараження води, насосів для подачі води і дозування розчинів реагентів. Все основне обладнання (крім водонапірної башти і електролізної установки) входить в комплект заводської поставки. Установки типу "Струмінь" можуть працювати і без обробки води коагулянтами зі зниженням пропускної здатності в 4 рази. При цьому вміст завислих речовин не повинен бути більшим 1000 мг/л, а кольоровість води – більшою 50°.

При проектуванні систем водо очистки на базі установок "Струмінь" користуються технічними характеристиками, наведеними в таблиці 6.17.

Таблиця 6.17 - Технічні характеристики установки "Струмінь"

Показники	Струмінь-100	Струмінь-100х2	Струмінь-400	Струмінь-400х2
Пропускна здатність, м³/добу:				
з коагулянтом	100	200	400	800
без коагулянту	25	50	100	200
Потужність, кВт	21,8	22,2	26,7	33
Розміри приміщення, м	9 х 6	9 х 12	9 х 12	9 х 15

6.4.6. Знезараження води

Знезараження води полягає в знищенні знаходяться в ній мікроорганізмів, серед яких можуть бути і патогенні.

Знезараження води проводять хімічними реагентними та фізичними методами. До хімічних методів відноситься обробка води хлором, озоном, іонами срібла і т.д., до фізичних – кип'ятіння, опромінення бактерицидними ультрафіолетовими лампами, обробка ультразвуком.

Найбільшого поширення набули хлорування та опромінення бактерицидними променями.

Хлорування найчастіше здійснюють газоподібним хлором Cl_2 , хлорним вапном, гіпохлоридом кальцію $\text{Ca}(\text{OCl})_2$ і гіпохлоридом натрію (NaClO).

Хлор доставляють на очисні станції у скрапленому стані в сталевих балонах місткістю 25...100 кг. При звичайних температурах навколишнього повітря хлор у балонах випаровується і надходить в хлораторні установки у вигляді газу. Хлорне вапно поставляється в бочках або пакетах. Гіпохлорид натрію поставляється у вигляді розчину. Він може бути отриманий безпосередньо на очисних станціях шляхом електролізу розчину кухонної солі.

При додаванні хлору у воді утворюється хлорноватиста кислота, яка є нестійкою сполукою, що розпадається на соляну кислоту і кисень: $\text{HOCl} \rightleftharpoons \text{HCl} + \text{O}$. Будучи сильним окислювачем кисень окисляє органічні речовини, що знаходяться у воді, у тому числі і бактерії. Ефект хлорування залежить від дози хлору і тривалості його контакту з оброблюваною водою. Діючі сьогодні нормативні документи рекомендують застосовувати дозу хлору: для поверхневих вод після фільтрування – 2...3 мг/л, для підземних джерел – 0,7...1,0 мг/л. Бактерицидна дія хлору при вказаних дозах завершується через 30...60 хв. До споживача хлорована вода повинна потрапляти не раніше ніж через годину після введення хлору.

Хлор витрачається не тільки на окислення мікроорганізмів, але значна частина його йде на реакції окислення що містяться в органічних та деяких мінеральних домішках.

Сумарний ефект окислення мікроорганізмів, органічних і неорганічних домішок характеризує хлоропоглинання води. Доза хлору, що вводиться повинна бути завжди більше хлоропоглинання

води через необхідність підтримання залишкового хлору у водопровідній воді, величина якого повинна бути 0,3...0,5 мг/л після 30 хвилинного контакту з вихідною водою.

При введенні у воду рідкий хлор переходить в газ і розчиняється в ній. Для дозування хлору застосовують спеціальні газодозатори.

Для хлораторних передбачають спеціальне приміщення з запасним виходом безпосередньо назовні. При вході в хлораторну передбачають тамбур, в якому розташовують шафу для спецодягу, протигазу і пристрої для вмикання освітлення та вентиляції. Вентиляція розраховується на 12-кратний повітрообмін з забором повітря біля підлоги. При добовій витраті рідкого хлору понад 3 балони поряд з хлораторної передбачають приміщення, де зберігається тридобовий запас балонів.

На очисних станціях невеликої продуктивності (до 3000 м³/доб.) для знезараження доцільно застосовувати хлорне вапно CaOCl_2 . За стандартом хлорне вапно містить 30.. 36 % вільного хлору.

При знезараженні води хлорним вапном проектують спеціальні пристрої для приготування і дозування суспензій, розчинювальні баки та дозатори. Розчин хлорного вапна готують міцністю 1...1,5 %.

Озонування води проводять газоподібним озоном (O_3), який отримують безпосередньо на очисних станціях з висушеного і очищеного повітря, що піддається впливу тихого "коронного електричного розряду" при напрузі 5...25 кВ. Озон є сильним окислювачем. Під дією озону бактерії гинуть, знижується кольоровість води, усуваються запахи і т.д. Доза озону, становить 1,5...3 мг/л для профільтрованої води і 0,60...1,0 мг/л для підземної води. Час контакту води з озоном 5...10 хв. Озон подається у воду через пористі труби, фільтри або емульгатори.

Основна перевага озонування те, що вода не набуває сторонніх домішок. Недолік – більш висока вартість у порівнянні з хлоруванням.

Знезараження води гіпохлоридом натрію і кальцію. Гіпохлорид натрію (NaClO) отримують за допомогою електролізу з розчину кухонної солі або природних мінералізованих вод з вмістом хлоридів не менше 50 мг/л. СНіП 2.04.02-84 рекомендує використовувати гіпохлорид натрію для станцій очистки з витратою хлору до 50 кг/добу.

Застосування гіпохлориду у сільськогосподарському водопостачанні досить перспективне, оскільки його можна отримати безпосередньо на станції очистки. Відпадає необхідність доставки хлору і хлорного вапна та їх зберігання. Електролізери для отримання гіпохлориду натрію випускаються серійно (таблиця 6.18).

Електролізер встановлюється в окремому приміщенні. Гіпохлорид натрію надходить в бак-накопичувач самопливом. Дозується гіпохлорид у воду звичайними дозаторами.

Таблиця 6.18 - Характеристики непроточних електролізерів

Показники	Установка		
	ЭН - 1	ЭН - 5	ЭН - 25
Продуктивність по активному хлору, кг/доб.	1	5	25
Електричний струм, А	60...70	60...70	120...140
Напруга, В	40...42	40...42	55...60
Концентрація активного хлору в розчині, г/л	6...7	6...7	10...12
Витрати солі на 1 кг активного хлору, кг	13...15	13...15	8...10
Витрати електроенергії на 1 кг активного хлору, кВт год	6...7,5	6...7,5	8...9

Знезараження води гіпохлоридом кальцію $3\text{Ca}(\text{OCl})_2 \cdot 2\text{Ca}(\text{OH}) \cdot 2\text{H}_2\text{O}$ проводять на станції, де споживання хлору становить менше 10 кг/добу. Для приготування розчину порошкоподібного гіпохлориду кальцію встановлюють не менше двох витратних баків. Розчин 1 % концентрації готують два рази на добу. Промисловість випускає гіпохлорид кальцію з вмістом активного хлору 4...7 % та 52 %.

Знезараження води бактерицидним опроміненням проводиться ультрафіолетовими променями з довжиною хвилі 260 нм. Під дією такого опромінення бактерії, що містяться у воді

гинуть. Бактерицидна дія ультрафіолетових променів пояснюється виникаючими при опроміненні фотохімічними процесами в речовині бактерій.

Джерелом ультрафіолетових променів є ртутно-кварцові лампи типу ПРК і РКС та аргонно-ртутні типу БУВ. Установки для знезараження води поділяються на лоткові з незануреними лампами і напірні з зануреним джерелом випромінювання. Найбільшого поширення набули напірні установки. Витрата електроенергії для знезараження підземних вод становить 10...20 Вт·год на 1 м³ води.

Знезараження води бактерицидними променями має низку переваг: зберігаються природні властивості і смакові якості води, простіша і дешевша експлуатація у порівнянні з хлоруванням. Неможливість знезараження кольорових і недостатньо прозорих вод – суттєвий недолік ультрафіолетових опромінювачів.

Бактерицидне опромінення особливо ефективне для знезаражування підземних вод. У сільськогосподарському водопостачанні цей метод знаходить все більше застосування.

Промисловістю випускаються серійно установки 0В-1П з пропускною здатністю 3 м³/год, 0В-1П-РКС з пропускною здатністю 50 м³/год та інші. Бактерицидні установки розміщують після водозабірних свердловин або після резервуару чистої води. Їх бажано розташовувати в окремих приміщеннях.

6.4.7. Способи поліпшення якості природних вод

Використовується кілька способів поліпшення якості води, яка містить надлишок розчинених солей і газів. Суть більшості методів полягає у зменшенні або видаленні з води речовин, що містяться в ній у надлишку, а також заміні одних речовин іншими.

Пом'якшення води – зниження концентрації солей жорсткості (кальцію і магнію). Вода для господарсько-питних потреб підлягає пом'якшенню, якщо її жорсткість більше 7 мг•екв/л. Пом'якшенню до 0,3 мг•екв/л підлягає вода для котелень та систем охолодження енергетичних установок. Існують наступні основні способи пом'якшення води: реагентний та катіонний.

При реагентному способі пом'якшення воду обробляють вапном (Са(ОН)₂) та кальцинованою содою (Na₂CO₃). Такий спосіб пом'якшення називають вапняно-содовий. При додаванні вапна та соди солі кальцію і магнію утворюють нерозчинні сполуки і випадають в осад. Для усунення карбонатної жорсткості у

воду додають лише вапно. Після вапнування карбонатна жорсткість води знижується до 0,4...0,8 мг•екв/л, а некарбонатна не змінюється. При вапняно-содовому пом'якшуванні можна досягти зниження загальної жорсткості до 0,5...1 мг•екв/л. При випаданні в осад солей вода каламутніє і її після зм'якшування необхідно освітлювати. Тому вапняно-содовий спосіб вигідно застосовувати для пом'якшення поверхневих вод до їх очищення. До недоліків реагентного способу зм'якшення відноситься важкість точного дозування реагентів через мінливість складу пом'якшення води.

Катіонітовий спосіб пом'якшення заснований на здатності деяких матеріалів (катіонітів) вступати в обмінні реакції з катіонами магнію і кальцію, розчиненими у воді. Поглинаючи катіони кальцію і магнію, катіоніти віддають взамін катіони натрію і водню. У зв'язку з цим розрізняють Na-катіонування та H-катіонування.

В якості катіонітів в даний час застосовують тільки штучно отримані матеріали. З числа практично використовуваних катіонітів в першу чергу слід вназвати сульфовугілля, що отримується в результаті обробки концентрованою сірчаною кислотою природного коксованого плавкого кам'яного вугілля при високій температурі. За зовнішнім виглядом сульфовугілля – чорний зернистий матеріал, що складається з гранул розміром 0,25...1,2 мм. Обмінна здатність сульфовугілля становить 200...300 мг•екв/л. Сульфовугілля отримало широке застосування у водопідготовці завдяки доступності і низькій вартості. Крім сульфовугілля застосовують синтетичні іонообмінні смоли іоніти, що представляють собою високомолекулярні сполуки, які складаються з молекул-гігантів з величезною молекулярною масою.

Іоніт – тверда, практично нерозчинна у воді речовина. З синтетичних катіонітів найбільш широке розповсюдження отримали КБ-4-П2, КУ-1Г, КУ-2-8. Вони характеризуються більшою обмінною здатністю, ніж сульфовугілля.

При Na-катіонуванні в обмінну реакцію вступає натрій. При втраті обмінної здатності її відновлюють промиванням катіоніту 5...10 % розчином кухонної солі.

При використанні H-катіонування замість натрію в обмінну реакцію вступає водень. Регенерацію H-катіоніту проводять сірчаною або соляною кислотою.

Однак, якщо після Na-катіонування лужність води залишається незмінною, то після H-катіонування збільшується її

кислотність. Для запобігання підвищенню кислотності обробленої води застосовують комбіноване H-Na-катіонування.

Для пом'якшення воду фільтрують через катіонітові напірні фільтри. Фільтр являє собою котел, обладнаний трубчастим дренажем, зверху якого насипано шар катіоніту товщиною 2...3 м. Швидкість фільтрування 10...25 м/год.

При пом'якшенні води натрій-катіонітовими фільтрами жорсткість її може бути знижена до 0,03...0,05 мгекв/л.

Опріснення води – зниження загального вмісту в ній розчинених солей до меж, встановлених стандартом на питну воду. Існує кілька методів опріснення: термічний (дистиляція), електрохімічний (електродіалізний), іонообмінний, виморожування.

Дистиляція полягає в випаровуванні води і конденсації пари. Конденсат не має солей. Отриману дистильовану воду змішують з вихідною солоною у такій пропорції, щоб отримати воду питної якості. Теплові установки для опріснення води складаються з парових котлів-випарників, конденсаторів і змішувачів. Такі установки використовують для опріснення морської води.

Іонообмінний метод опріснення води, як і катіонітовий метод пом'якшення, заснований на здатності нерозчинних іонообмінних смол вступати в обмінну реакцію з катіонами та аніонами розчинених у воді речовин. Спочатку вода пропускається через воднево-катіонітові фільтри, а потім через аніонітові фільтри. Подібним чином видаляються з води майже всі розчинені солі.

Електродіалізний метод заснований на поділі і видаленні іонів солей під дією електричного струму. Апарат являє собою ванну, в яку занурені два електроди катод і анод, між ними знаходяться іонітові діафрагми. Ці діафрагми володіють селективною іонопроникністю. Вибірковість полягає в тому, що діафрагма з катіоніту не пропускає аніони, але пропускає катіони, а іонітові діафрагми, навпаки, проникні для аніонів та непроникні для катіонів.

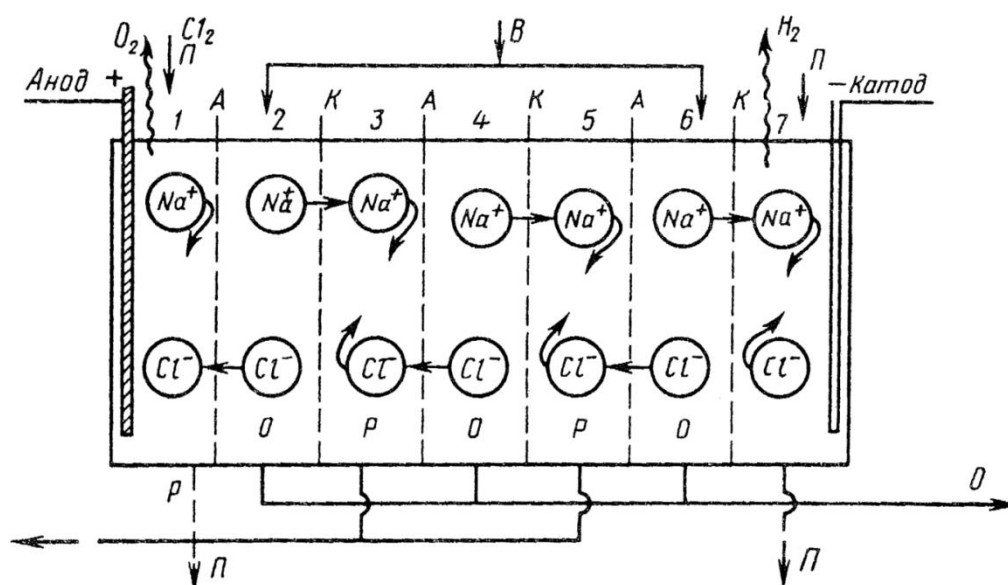
Під дією струму катіони розчинених солей переносяться до катода, а аніони – до анода. Внаслідок цього в одних камерах, наприклад, в парних накопичується знесолена вода, а в інших – непарних – розсіл (рис. 6.37).

Вітчизняна промисловість серійно випускає електродіалізні установки продуктивністю 12, 24, 120, 350 і 1000 м³/добу.

Знезалізнєння води проводять при вмісті в ній заліза більше 0,3 мг/л. Залізо в природних водах може міститися у вигляді

двовалентного заліза, неорганічних і органічних колоїдів, а також у формі комплексних сполук дво- і тривалентного заліза або тонкодисперсного вапна гідрату окису заліза.

У підземних водах залізо міститься у вигляді двовуглекислої солі $\text{Fe}(\text{HCO}_3)_2$. У водах поверхневих джерел залізо може знаходитися у вигляді органічних сполук (гумінокисле залізо) або у вигляді сірчаноокислого з'єднання FeSO_4 . Вибір методу знезалізнення залежить від форми вмісту заліза у воді. В даний час застосовують такі методи знезалізнення: безреагентний, здійснюваний шляхом аерації, відстоювання і фільтрування; реагентний – коагулювання, хлорування, вапнування. Метод катіонного обміну, застосовуваного у разі, якщо крім знезалізнення необхідно проводити і зм'якшування води.



1-7 - камери; А - аніонопровідна мембрана; К - катіонопровідна мембрана; В - солонна вода; О - опріснена вода; Р - розсіл; П - промивний розчин.

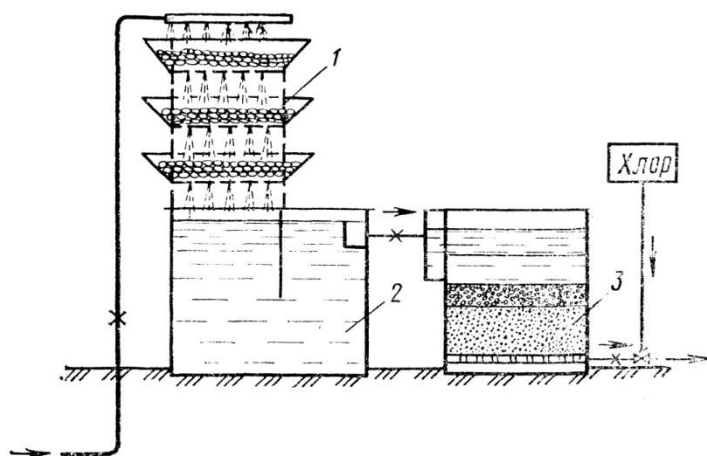
Рисунок 6.37 - Схема електродіалітичної установки для опріснення води

Знезалізнення підземних вод проводять фільтруванням в поєднанні з одним із способів попередньої обробки води: спрощеною аерацією, аерацією з використанням спеціальних пристроїв, введенням окислювачів.

Спрощену аерацію застосовують при вмісті заліза до 10 мг/л. Якщо спрощена аерація не забезпечує необхідного ступеня видалення заліза і потрібно підвищити рН води, то застосовують спеціальні аератори, або вводять окислювачі в подаючий трубопровід перед фільтрами. Конструкція фільтрів для знезалізнення підземних вод аналогічна фільтрам для освітлення води.

Знезалізнення води поверхневих джерел здійснюють

одночасно з її освітленням і знебарвленням. Усунення двовуглекислого заліза досягається аерацією води на контактних і вентиляційних градирнях, розбризкуванням, введенням повітря в напірний трубопровід, вільним переливом при падінні води з висоти 0,5...0,6 м. На рисунку 6.38 показана схема знезалізнення води аерацією.



1 – контактна градирня; 2 – контактний резервуар; 3 - фільтр.

Рисунок 6.38 - Схема установки для знезалізнення води методом аерації

Вода зі свердловини надходить у контактну градирню. Остання складається з 3-5 коритоподібних ящиків з колосниковим днищем, встановлених один над одним. У ящики завантажують так звану насадку, що складається з дощок, шматків коксу, шлаку, пемзи, туфу та ін. Вода, що надходить в градирню, розбризкується, стікає тонким шаром по шматках насадки і аерується. Вода після градирні надходить в контактний резервуар, а потім направляється на фільтр. Для окислення двовалентного заліза в тривалентне застосовують каталізatori – окис марганцю, піролюзит та ін. Каталізацію здійснюють в контактних напірних фільтрах.

Типові станції знезалізнення води мають продуктивність від 100 до 40000 м³/добу.

Підземна вода іноді містить розчинений сірководень, що надає їй неприємний запах. Вільний сірководень можна видаляти з води шляхом, аерації на контактних або аераційних градирнях, а також шляхом хлорування. Аерація як самостійний спосіб дає гарний ефект при вмісті сірководню 2...3 мг/л та рН не більше 5...7. Для зниження рН воду підкислюють шляхом хлорування.

Усунення запахів і присмаків, викликаних мікроорганізмами, що знаходяться у воді, здійснюють окисленням з подальшою сорбцією речовин. В якості окислювача можуть використовуватися хлор, перманганат калію або озон. Сорбції речовин, що додають

запах і присмак, досягають фільтруванням через гранульоване активоване вугілля марки БАУ, АГ - 3 та ін. При короткочасній появі у природній воді запахів і присмаків використовують порошкове активоване вугілля, яке вводять у воду з розрахунку 1...5 мг/л або перед фільтром або частково в змішувач та перед фільтром.

Вміст фтору у питній воді необхідно підтримувати в межах 0,7...1,5 мг/л. Недостача фтору у воді призводить до карієсу зубів у населення, а надлишок викликає флюороз зубів.

Фторування води здійснюють шляхом додавання в неї визначеної дози кремнійфтористого натрію, кремнійфтористого амонію і фтористого натру. Установка для фторування складається із споруд для розчинення реагенту, його дозування та змішування з оброблюваною водою. Для розчинення реагенту використовують розчинювальні баки та сатуратори. Дозування реагенту проводиться за допомогою дозувальних бачків або дозаторів.

Є типові проекти установок продуктивністю 800...50000 м³/доб. В установках продуктивністю до 20000 м³/добу використовують мішалки, а більш продуктивних – барбатирування повітрям.

Фторування води – відповідальна операція і потребує досить високого рівня кваліфікації працівників. Повинна бути забезпечена необхідна точність дозування. Передозування реагенту неприпустима. Робота з реагентами, зважаючи на їх токсичність, вимагає дотримання вимог техніки безпеки. Необхідність фторування в кожному випадку погоджують з відповідними службами Міністерства охорони здоров'я країни.

Обезфторення проводять методами контактно-сорбційної коагуляції або з використанням сорбенту — активного окису алюмінію. Метод обезфторення вибирають на підставі техніко-економічних обґрунтувань.

Обезфторення води методом контактно-сорбційної коагуляції здійснюється на фільтрувальних спорудах з висхідним рухом води і введенням перед ним сірчаноокислого алюмінію. Цей метод застосовують при концентрації фтору у воді до 5 мг/л.

Для обезфторення води за допомогою сорбенту (активного окису алюмінію) використовують напірні фільтри. Відновлення сорбційної здатності проводять регенерацією розчином сульфату алюмінію. Зазначений метод застосуємо при концентрації фтору до 10 мг/л.

6.4.8. Автоматизація систем водопостачання

Сигнали на включення і зупинку насосних агрегатів при автоматичному управлінні подаються за допомогою реле рівня, встановленого в бакові водонапірної башти або в повітро-водяному резервуарі.

У системах водопостачання із забором води з свердловин використовують ряд способів автоматизації. При роботі на резервуар насосні установки свердловин включаються в роботу в залежності від рівня води в ньому.

У системах водопостачання при заборі води з поверхневих джерел проведення комплексної автоматизації ускладнюється необхідністю автоматизувати очисні споруди. При комплексній автоматизації таких систем диспетчерський пункт розміщують в будівлі очисних споруд з телекеруванням станціями першого і другого підйомів.

В установках коагулювання води автоматизується управління внутрішньостанційного транспортування, дроблення і дозування реагентів.

Автоматичне дозування розчинів відповідно до кількості оброблюваної води засноване на зміні або площі отвору в дозаторі, або на зміні напору, під яким витікає розчин з дозатора, або на об'ємному відмірюванні або об'ємному витісненні. Два останніх способи застосовуються найчастіше на спорудах невеликої продуктивності, так як при великих витратах води ці дозуючі пристрої складні.

На не швидких фільтрах здійснюється автоматичне регулювання швидкості фільтрування та їх автоматичне промивання.

Підтримка заданої швидкості фільтрування досягається автоматичним збільшенням ступеня відкриття засувки на трубопроводі фільтрату по мірі зростання опору завантаження фільтра через накопичення в ньому забруднення. При повному відкритті засувки фільтр автоматично вимикається з роботи для промивки. Імпульсом для збільшення ступеня відкриття засувки на трубопроводі фільтрату служить зміна рівня води у фільтрі або витрати води у трубопроводі.

Поряд з підтриманням постійної швидкості фільтрування часто необхідно змінювати її в заданих межах в

залежності від надходження води на очисні споруди. Для цього в каналі, що подає воду на фільтри, встановлюється рівнемір з електричним датчиком. На трубопроводах відведення фільтрату встановлюють звужувальний пристрій з електричним датчиком. Датчик рівнеміра служить датчиком для регулятора швидкості фільтрування всіх фільтрів. При порушенні рівноваги між подачею води від насосної станції I підйому і відведенням відфільтрованої води рівень води в каналі буде збільшуватися. При цьому датчик рівнеміра задає нову збільшену швидкість фільтрування усім працюючим фільтрам. Через деякий час порушена рівновага відновлюється при новому рівні води в каналі.

Тривалість промивки фільтра витримується в заданих межах за допомогою реле часу або по зниженню каламутності промивної води за допомогою фотоелектронного пристрою.

У всіх випадках в схеми автоматизації вводиться блокування, що унеможливорює одночасне виведення на промивку більш одного або двох фільтрів.

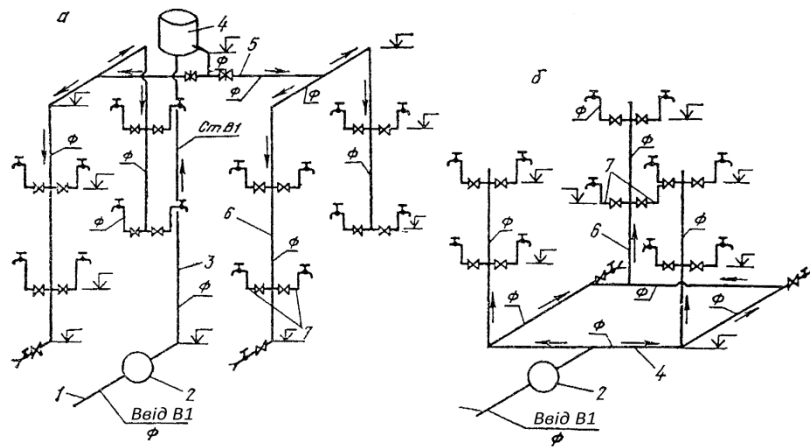
6.5. Внутрішній водопровід

6.5.1. Призначення та схеми внутрішніх водопроводів житлових будинків

Внутрішні водопроводи призначені для подачі води від зовнішньої водопровідної мережі в будинок для розподілу її між споживачами. Залежно від призначення вони поділяються на господарсько-питні, виробничі і протипожежні. Сільськогосподарські водопроводи, як правило, виконують об'єднаними.

Внутрішній водопровід складається з вводу, водомірного вузла, магістральних трубопроводів, стояків, розвідних труб, підводок до санітарних приладів і кранів. У деяких випадках (у високих будівлях) внутрішній водопровід має напірний бак і насосну установку для підкачки води.

Внутрішні водопровідні мережі бувають з нижньою і верхньою розводкою, при цьому мережа може бути виконана за кільцевою або тупиковою схемами (рис. 6.39).



а – тупикова з верхньою розводкою; б – кільцева з нижнім розведенням: 1 – ввід; 2 – водомірний вузол; 3 – підвідний стояк; 4 – бак; 5 – магістральний трубопровід; 6 – стояк; 7 – підводи

Рисунок 6.39 - Схема внутрішнього водопроводу

Ввід – трубопровід, що підводить воду від зовнішньої водопровідної мережі в будівлю (зазвичай, у підвал). Його прокладають з чавунних труб, а при діаметрі менше 50 мм – із сталевих оцинкованих. Для обліку води на вводах у будівлі встановлюють лічильники (водоміри). У системах внутрішніх водопроводів використовують крильчасті та турбінні лічильники. Водомірний вузол може бути простим і з обвідний лінією. Перший влаштовують у випадку, якщо будинок має два і більше закільцьованих вводи. Магістральні труби розподіляють воду всередині будівлі між стояками. Їх прокладають в нижній (у підвалах) або у верхній частині будівлі (під стелею верхнього поверху, на горищі з утепленням).

Водопроводи з верхньою розводкою застосовують при установці напірного бака на горищі і в деяких виробничих будівлях. Магістралі можуть бути тупиковими і кільцевими. Кільцеві магістральні мережі влаштовують у великих будівлях, а також на тваринницьких фермах і комплексах.

Стояки служать для розподілу води по поверхах будівель. Їх встановлюють у місцях максимального зосередження водорозбірних точок, наприклад, в санітарних вузлах. За допомогою стояків підводять воду до пожежних кранів.

Розвідні труби подають воду від стояків до груп водорозбірних пристроїв.

Підводи служать для подачі води до окремих кранів, санітарних приладів та ін.

Внутрішній водопровід прокладають з оцинкованих або пластмасових труб. Магістральні, розвідні труби і підводи прокладають з нахилом 0,002...0,005 до стояків або водорозбірних

точок для спуску води з них. У нижніх точках мережі встановлюють випуски.

Трубопроводи всередині будівель прокладають відкритими (по стінах, колонах, в підлогах, під стелею) і прихованими (в нішах, шахтах, каналах). Приховану проводку труб зазвичай застосовують в громадських будівлях, а також в приміщеннях з підвищеними вимогами до їх санітарної обробки (наприклад, при влаштуванні санвузлів). Труби кріплять до стін і перекриттів гаками, хомутами, які встановлюють через 1,5...3,0 м (для труб до 50 мм). Труби фарбують. Для монтажу трубопроводів застосовують фасонні з'єднувальні частини (фітинги), виготовлені зі сталі (ГОСТ 8965-84), чавуну (ГОСТ 8948-85) або пластмас.

Окремі ділянки внутрішнього трубопроводу вимикають за допомогою запірних вентилів, які встановлюють на вводі в будинок біля водомірного вузла, стояків, перед змивними бачками, водонагрівальними приладами, на розвідних трубопроводах, що мають п'ять і більше водорозбірних точок, на відгалуженнях у квартири.

Водорозбірні точки, розташовані над раковинами і ваннами, обладнують вентиляними, пробковими, кульовими кранами, кранами-змішувачами гарячої води.

Для забезпечення нормальної роботи більшості водорозбірних пристроїв вільний напір перед ними повинен бути не менше 2...3 м, а на вводі до газових водонагрівальних і душових змішувачів – 4 м.

Витрати води на господарські питні потреби в житлових будинках, громадських і комунальних будівлях визначають відповідно з вимогами СНиП 2.04.01-85. Потребу води на виробничі потреби встановлюють у відповідності з технологічними вимогами виробництва. На тваринницьких фермах норми водоспоживання вибирають з урахуванням технічної оснащеності ферм (наявність доїльних агрегатів, гідрозмиву гною та ін.).

Витрата води на пожежогасіння із внутрішніх пожежних кранів визначають розрахунковим числом пожежних струменів і витратою кожного з них. Витрати води на пожежогасіння в житлових і громадських будівлях, а також в будівлях тваринницьких та птахівничих комплексів приймають у відповідності з СНиП 2.04.01-85 – на один струмінь 2,5 л/с. У виробничих будівлях первинної переробки сільгосппродуктів, а також в гаражах з чисельністю машин більше 10 приймають два

струменя з витратою 2,5 л/с кожен. Вільний напір біля пожежного крана повинен забезпечувати виліт пожежного струменя на висоту 6 м.

Розрахунок внутрішніх водопроводів зводиться до визначення діаметрів труб, втрат напору в них з урахуванням напорів у зовнішній водопровідній мережі. Внутрішній водопровід розбивають на ділянки. Розрахункова витрата води на кожній ділянці залежить від числа кранів та санітарних приладів.

Розрахункову максимальну витрату води на ділянці внутрішнього водопроводу визначають за формулою:

$$q = 5q_0\alpha, \quad (6.68)$$

де q_0 – витрата води одним приладом (при різнотипних приладах, беруть найбільше значення; α – величина, що залежить від числа приладів N та ймовірності одночасної їх дії P . У більшості житлових будинків витрата води одним приладом $q_0 = 0,2 \dots 0,3$ л/с, а ймовірність одночасної дії приладів – $0,012 \dots 0,018$. Значення α знаходять за таблицями СНиП залежно від N та P . Для житлових будинків α визначають (при $P = 0,012$):

N	1	2	3	4	5	6
α	0,02	0,224	0,219	0,27	0,289	0,307
N	8	10	15	20	25	30
α	0,338	0,367	0,43	0,485	0,539	0,58

Розрахункові витрати води (л/с) на ділянках внутрішнього водопроводу на тваринницьких фермах визначають за залежністю:

$$q_p = q_1 N_a P_a, \quad (6.69)$$

де: q_1 – розрахункова витрата на одну автонапувалку, $q_1 = 0,1$ л/с ; N_a – число працюючих автонапувалок; P_a – коефіцієнт одночасної дії автонапувалок:

N_a	2	4	6	10	14	20	24	30	40	50
P_a	1,0	0,82	0,67	0,52	0,42	0,32	0,29	0,26	0,23	0,20

Гідравлічний розрахунок внутрішнього водопроводу проводять у такій послідовності. Складають розрахункову схему внутрішнього водопроводу (в аксонометричній проекції).

Розбивають на розрахункові ділянки. При розрахунку магістралей і стояків розрахункові ділянки вибирають по найбільш невіддаленому напрямку подачі води до найбільш віддаленого і високо розташованого санітарного приладу. На кожній розрахунковій ділянці визначають розрахункову витрату.

Діаметри труб на ділянках призначають залежно від розрахункової витрати і допустимих швидкостей руху води: в магістралях і стояках – не більше 1,5...2 м/с; у підводах до водорозбірних точках – не більше 2,5 м/с. Діаметр труб в житлових будинках можна вибирати залежно від числа приладів:

Число приладів (при $q_0 = 0,2 \text{ л/с}$)	1	3	6	12	20
Рекомендований діаметр трубопроводу, мм	10	15	20	25	32

Втрати напору по довжині визначають за формулами гідравліки. Втрати на місцевих опорах приймають: у господарсько-питних водоводах 30%, а в об'єднаних господарсько-питних і протипожежних водоводах – 20% втрат напору по довжині. Втрати напору на лічильнику води визначають за паспортними даними.

Після визначення втрат напору проводять перевірку достатності напору зовнішньої водопровідної мережі. Для цього визначають вільний напір у зовнішній мережі в точці приєднання будинкового вводу:

$$H_{\text{в}} = H_{\text{г}} + h_{\text{в}} + h_{\text{л.в}} + \sum h_{\text{вт}} + H_{\text{в.пр}} , \quad (6.76)$$

де $H_{\text{г}}$ – геометрична висота підйому води до сантехнічного приладу (висота розташування приладу над поверхнею землі в місці домового вводу); $h_{\text{в}}, h_{\text{л.в}}$ – втрати напору на вводі та на лічильнику води; $\sum h_{\text{вт}}$ – сума втрат напору на ділянках внутрішньої мережі від вводу до сантехнічного приладу, $H_{\text{в.пр}}$ – необхідний вільний напір на приладі до якого подається вода.

Якщо $H_{\text{в}}$ буде меншим, ніж наявний вільний напір в мережі, то можна зменшити діаметр труб на окремих ділянках. В іншому випадку збільшують діаметри труб на окремих ділянках або використовують насосну установку для підкачки води.

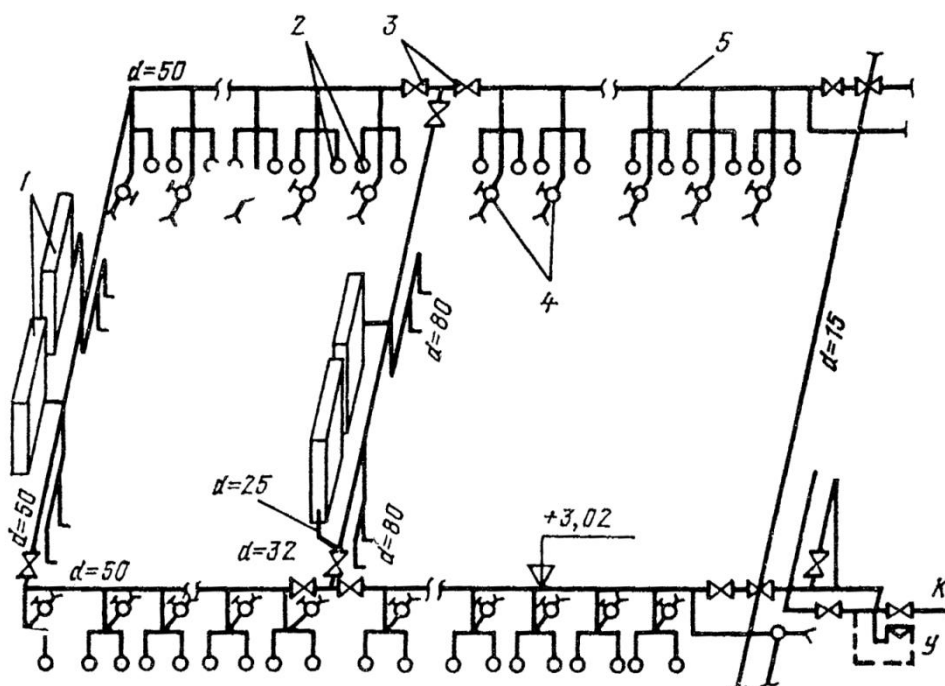
6.5.2. Внутрішні водопроводи тваринницьких ферм

Внутрішні водопроводи в тваринницьких приміщеннях

подають воду до напувалок, кранів, доїльних апаратів, кормозапарника, та до інших водоспоживаючих пристроїв (рис. 6.41).

Для напування тварин стійла обладнують автоматичними напувалками. Найбільш поширені клапанні автонапувалки. Напувалка має напувальну чашу, у яку вода надходить з водопроводу через пружинний клапан. Клапан автонапувалки відкривається при натисканні твариною на важіль. Розрахунковий вільний напір на вході напувалки приймається 1...2 м. Один із способів підтримки заданого напору перед автонапувалки – установка напірних баків. Для великої рогатої худоби застосовують автонапувалки типу ПА-1, ПА-1А та ін.

Автонапувалки для корів і коней монтують на висоті 0,5...0,6 м від поверхні підлоги. Автонапувалки для коней обладнують кришками, що закриваються на той час, коли розпашілого коня поїти не можна.



1 – бак; 2 – автонапувалки; 3 – вентиля; 4 – крани; 5 – кільцева мережа водопроводу

Рисунок 6.40 - Схема внутрішнього водопроводу тваринницького приміщення

Автонапувалки для свиней використовують індивідуальні (типу ПСС-1) і групові (типу АГС). Автонапувалки мають закриту камеру поплавця і напувальні чаші, з відкидними кришками, що відкидаються тваринами. Автонапувалки для свиней розташовують на підлозі. Для напування птахів застосовують спеціальні автонапувалки з поплавковим клапаном.

Для вологого прибирання в тваринницьких приміщеннях встановлюють крани, до яких під'єднують гнучкі переносні шланги.

Радіус дії кранів 10...15 м.

Вода до доїльних апаратів (для їх миття та миття посуду), до холодильних установок, до апаратів кормоцеху підводиться трубами діаметром 25 мм.

Внутрішні водопроводи в тваринницьких приміщеннях влаштовують як з верхньої, так і з нижнім розведенням. При верхній розводці магістральні труби прокладають по стелях, по стовпах по бортах годівниць або по стінах на висоті близько 1,7 м від підлоги. Магістралі розташовувати високо недоцільно, оскільки більше число стояків збільшує витрату труб. При нижній розводці зазвичай скорочується довжина підводок і спрощується монтаж. Труби, прокладені поблизу воріт і дверей і в приміщеннях з мінусовою температурою, утеплюють. Оптимальна температура води для напування тварин повинна бути 8...12 ° С. Для підігріву води у тваринницьких приміщеннях встановлюють місцеві водонагрівачі (електричні і парові). Застосовують електричні водонагрівачі: ВЕТ-200, 400, 800; ЕВП-2 та ін.

Експлуатація внутрішніх водопроводів складається з: поточного і профілактичного ремонтів водопроводу і санітарних приладів; усунення витоків води з труб і приладів; усунення запотівання труб; запобігання замерзання води в трубах; боротьби з шумом в трубах. При прийманні водопроводу в експлуатацію необхідно отримати установлювальне креслення системи із зазначенням змін у проекті, а також акти на їх гідравлічне випробування. Раз на місяць оглядають засувки, водорозбірні крани, змивні бачки, автонапувалки та інші санітарні прилади, а також внутрішні протипожежні, крани. Виявлені несправності усувають. При появі іржі труби фарбують.

Для ремонтно-профілактичних робіт обслуговуючому персоналу необхідно мати труби, фітинги, водопровідну арматуру і запасні деталі до неї, прокладочні матеріали: шкіру, листову гуму, лляне пасмо, свинцевий сурик або цинкові білила, оліфу, фарбу та повний набір слюсарного інструменту.

Витоки з водорозбірної арматури найчастіше виникають в результаті зношення прокладок у вентилях і набивок у сальниках. Тому необхідно завжди мати прокладки для різних кранів і вентилів з сальникової набивки. Для боротьби із запотіванням труб покращують вентиляцію приміщень або покривають їх теплоізоляцією.

Причиною шумів трубопроводів є великі (понад 3 м/с)

швидкості руху води в трубах, рух золотників у вентилях і водорозбірних кранах.

Для усунення шумів закріплюють золотники кранів, роблять в них потовщені прокладки, прикривають регулювальні крани або ставлять діафрагми. Усунення шумів, що передаються по трубах від насосів, на трубопроводі встановлюють еластичні муфти-вставки, наприклад, з гумового шланга або прогумованого рукава.

6.5.3. Водопостачання теплиць, парників і виробничих будівель по зберіганню та переробці сільськогосподарської продукції

До теплиць і парників підводять виробничий водопровід для подачі води на полив і промивання ґрунту. В окремих випадках допускається подавати для поливу воду питної якості. У цьому випадку господарсько-питний водопровід підключається до виробничого водопроводу з розривом струменя не менше 50 мм від верху бака або резервуара. Внутрішній водопровід теплиць до зовнішнього приєднують одним вводом. Водопровід теплиць і парників виконують з пластмасових і скляних труб. Труби в теплицях прокладають відкрито по несучих конструкціях, а в парниках – в проходах між ними. Внутрішній водопровід теплиць обладнають форсунками для поливу ґрунту і кранами резервного поливу, а водопровід парників – кранами для поливання діаметром 20 мм і радіусом дії 20 м. Протипожежний водопровід в теплицях і парниках не передбачають.

Водопроводи будівель і споруд для зберігання і переробки сільськогосподарської продукції можуть бути об'єднаного (господарсько-питного та виробничого) типу. Незалежно від типу водопровід повинен забезпечувати подачу води питної якості відповідно до ГОСТ 2874-84. Виробничі водопроводи, де це можливо, влаштовують з повторним використанням води.

6.6. Приклади задач

Приклад 6.1. Підібрати насос для подачі 17,5 л/с прісної води температурою $+ 4^{\circ}\text{C}$ (густина $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$, кінематичний коефіцієнт в'язкості $\nu = 0,01 \text{ см}^2/\text{с}$) в резервуар, що знаходиться на висоті $H_{\text{г}} = 6 \text{ м}$. Довжина всмоктувального трубопроводу $\ell_{\text{в}} = 12 \text{ м}$,

довжина нагнітального трубопроводу $\ell_{\text{н}} = 400 \text{ м}$. Сума коефіцієнтів місцевих опорів на всмоктувальній лінії $\sum \xi_{\text{в}} = 8$, а на нагнітальній – $\sum \xi_{\text{н}} = 47$. Шорсткість внутрішньої поверхні труб $\Delta_{\text{ек}} = 0,2 \text{ мм}$.

Розв’язання. Визначимо середні швидкості у всмоктувальному і напірному трубопроводах:

$$v_{\text{в}} = \frac{4Q}{\pi d_{\text{в}}^2} = \frac{4 \cdot 0,0175}{3,14 \cdot 0,15^2} = 0,99 \frac{\text{м}}{\text{с}} = 99 \text{ см/с};$$

$$v_{\text{н}} = \frac{4Q}{\pi d_{\text{н}}^2} = \frac{4 \cdot 0,0175}{3,14 \cdot 0,12^2} = 2,22 \frac{\text{м}}{\text{с}} = 222 \text{ см/с}.$$

Визначимо втрати напору у всмоктувальному трубопроводі. Для визначення коефіцієнта гідравлічного тертя $\lambda_{\text{в}}$ необхідно знати число Рейнольдса та область гідравлічного опору на тертя по довжині. Визначимо число Рейнольдса:

$$Re_{\text{в}} = \frac{v_{\text{в}} d_{\text{в}}}{\nu} = \frac{99 \cdot 15}{0,01} = 148000.$$

Зважаючи на те, що отримане число Рейнольдса 148000 більше критичного $Re_{\text{кр}} = 2320$ – режим руху води – турбулентний.

Визначимо характерні межі областей гідравлічного опору на тертя по довжині для турбулентного режиму течії:

$$20 \frac{d_{\text{в}}}{\Delta_{\text{ек}}} = 20 \frac{150}{0,2} = 15000; \quad 500 \frac{d_{\text{в}}}{\Delta_{\text{ек}}} = 500 \frac{150}{0,2} = 375000$$

Оскільки $20 \frac{d_{\text{в}}}{\Delta_{\text{ек}}} < Re_{\text{в}} < 500 \frac{d_{\text{в}}}{\Delta_{\text{ек}}}$, то має місце перехідна область опору і коефіцієнт тертя $\lambda_{\text{в}}$ визначимо за формулою Альтшуля:

$$\lambda_{\text{в}} = 0,11 \left(\frac{\Delta_{\text{ек}}}{d_{\text{в}}} + \frac{68}{Re_{\text{в}}} \right)^{0,25} = 0,11 \left(\frac{0,2}{150} + \frac{68}{148000} \right)^{0,25} = 0,0227.$$

Втрати напору у всмоктувальному трубопроводі:

$$\sum h_{\text{вт.в}} = \left(\lambda_{\text{в}} \frac{\ell_{\text{в}}}{d_{\text{в}}} + \sum \xi_{\text{в}} \right) \frac{v_{\text{в}}^2}{2g} = \left(0,0227 \frac{12}{0,15} + 8 \right) \frac{0,99^2}{2 \cdot 9,81} = 0,49 \text{ м}$$

Аналогічно визначимо втрати в напірному трубопроводі:

$$Re_{\text{н}} = \frac{v_{\text{н}} d_{\text{н}}}{\nu} = \frac{222 \cdot 10}{0,01} = 2,22 \cdot 10^5;$$

$$20 \frac{d_{\text{н}}}{\Delta_{\text{ек}}} = 20 \frac{100}{0,2} = 10^4; \quad 500 \frac{d_{\text{н}}}{\Delta_{\text{ек}}} = 500 \frac{100}{0,2} = 2,5 \cdot 10^5;$$

$$20 \frac{d_H}{\Delta_{ек}} < Re_H < 500 \frac{d_H}{\Delta_{ек}},$$

$$\lambda_H = 0,11 \left(\frac{\Delta_{ек}}{d_H} + \frac{68}{Re_H} \right)^{0,25} = 0,11 \left(\frac{0,2}{100} + \frac{68}{2,22 \cdot 10^5} \right)^{0,25} = 0,0241;$$

$$\sum h_{вт.н} = \left(\lambda_H \frac{\ell_H}{d_H} + \sum \xi_H \right) \frac{v_H^2}{2g} = \left(0,0241 \frac{400}{0,1} + 47 \right) \frac{2,22^2}{2 \cdot 9,81} = 36 \text{ м.}$$

Напір насоса:

$$H = H_{г} + \sum h_{вт.в} + \sum h_{вт.н} = 6 + 0,49 + 36 = 42,49 \text{ м.}$$

За величиною подачі 17,5 л/с (63 м³/год) і напором 42,49 м за зведеним графіком (рис. 2.27) приймаємо відцентровий консольний насос К-45/55 з частотою обертання $n = 2900 \text{ хв}^{-1}$.

Приклад 6.2. Визначити допустиму висоту всмоктування відцентрового насоса, який при частоті обертання $n = 2900 \text{ хв}^{-1}$ має подачу 17,5 л/с води (густина $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$, кінематичний коефіцієнт в'язкості $\nu = 0,01 \text{ см}^2/\text{с}$) Відомо розміри всмоктувального трубопроводу: довжина $\ell_B = 12 \text{ м}$, діаметр $d_B = 150 \text{ мм}$, сума коефіцієнтів місцевих втрат $\sum \xi_B = 10$, шорсткість стінок $\Delta_{ек} = 0,2 \text{ мм}$. Атмосферний тиск $p_{ам} = 100 \text{ кПа}$. У формулі С. Руднева (2.57) прийняти рівним $C_{кр} = 1000$.

Розв'язання. Визначимо значення середньої швидкості у всмоктувальному трубопроводі і число Рейнольдса:

$$v_B = \frac{4Q}{\pi d_B^2} = \frac{4 \cdot 0,0175}{3,14 \cdot 0,15^2} = 1,0 \text{ м/с}$$

$$Re_B = \frac{v_B d_B}{\nu} = \frac{100 \cdot 15}{0,01} = 150000.$$

$$20 \frac{d_B}{\Delta_{ек}} = 20 \frac{150}{0,2} = 15000; \quad 500 \frac{d_B}{\Delta_{ек}} = 500 \frac{150}{0,2} = 375000.$$

Оскільки $20 \frac{d_B}{\Delta_{ек}} < Re_B < 500 \frac{d_B}{\Delta_{ек}}$, то λ_B визначасмо за формулою Альтшуля:

$$\lambda_B = 0,11 \left(\frac{\Delta_{ек}}{d_B} + \frac{68}{Re_B} \right)^{0,25} = 0,11 \left(\frac{0,2}{150} + \frac{68}{150000} \right)^{0,25} = 0,023.$$

Втрати напору у всмоктувальному трубопроводі

$$\sum h_{вт.в} = \left(\lambda_B \frac{\ell_B}{d_B} + \sum \xi_B \right) \frac{v_B^2}{2g} = \left(0,023 \frac{12}{0,15} + 10 \right) \frac{1,0^2}{2 \cdot 9,81} = 0,6 \text{ м.}$$

Визначимо критичний кавітаційних запас за формулою (2.56)

$$\Delta h_{кр} = 10 \left(\frac{n \sqrt{Q}}{C_{кр}} \right)^{\frac{4}{3}} = 10 \left(\frac{2900 \sqrt{0,0175}}{1000} \right)^{\frac{4}{3}} = 3,02 \text{ м.}$$

Допустимий кавітаційний запас:

$$\Delta h_{\text{дон}} = k \Delta h_{\text{кр}} = 1,3 \Delta h_{\text{кр}} = 1,3 \cdot 3,02 = 3,926 \text{ м.}$$

Тиск насиченої пари при 20°C – $p_{\text{нп}}=2,4$ кПа. Допустиму висоту всмоктування визначимо за формулою:

$$\begin{aligned} h_{\text{г.вс}} &= \frac{p_{\text{ат}}}{\rho g} - \frac{p_{\text{пр}}}{\rho g} - \sum h_{\text{вт.в}} - \Delta h_{\text{дон}} = \\ &= \frac{100000}{9810} - \frac{2400}{9810} - 0,6 - 3,926 = 5,42 \text{ м.} \end{aligned}$$

6.7 Контрольні запитання

1. Охарактеризуйте особливості сільськогосподарського водопостачання. Перелічіть головних споживачів води в АПК.
2. Які є режими водоспоживання?
3. Як визначають середньодобові норми водоспоживання?
4. Що зумовлює нерівномірність споживання води в сільськогосподарському виробництві? Як визначають коефіцієнти нерівномірності водоспоживання ?
5. Як визначаються розрахункові витрати води в сільськогосподарському водопостачанні?
6. Для чого використовують добовий графік та інтегральну криву водоспоживання ?
7. Які ви знаєте системи водопостачання ?
8. Розкажіть про протипожежне водопостачання.
9. Накресліть схему водопостачання із забором води з підземного джерела.
10. Накресліть схему водопостачання із забором води з поверхневого джерела.
11. Які схеми розподільних водопровідних мереж ви знаєте ?
12. Назвіть основні етапи гідравлічного розрахунку тупикової водопровідної мережі.
13. Викладіть методику гідравлічного розрахунку кільцевої водопровідної мережі.
14. Які труби використовують для систем сільськогосподарського водопостачання?
15. Розкажіть про напірно-регулюючі споруди систем сільськогосподарського водопостачання. Що таке водонапірна башта, для чого вона призначена, як визначається її висота та об'єм?
16. Як визначити об'єм та робочий тиск гідропневматичної

установки?

17. Охарактеризуйте водні ресурси України.
18. Які джерела води використовуються в системах сільськогосподарського водопостачання?
19. Які влаштовані водозабори з річок та озер?
20. Які добувають підземну воду? Чим відрізняються артезіанські свердловини від ґрунтових колодязів?
21. Яке насосне обладнання використовують для добування підземних вод?
22. Як визначити дебіт досконалої артезіанської свердловини?
23. Як визначити дебіт ґрунтового колодязя?
24. Для чого влаштовують зони санітарної охорони водних джерел? Охарактеризуйте зони санітарної охорони поверхневих та підземних джерел систем сільськогосподарського водопостачання.
25. Якими нормативно-правовими документами регламентується якість води при її використанні в сільськогосподарському водопостачанні? Назвіть основні показники якості питної води.
26. Які способи поліпшення якості води ви знаєте?
27. Які схеми та технічні засоби покращення якості води використовують в сільськогосподарському водопостачанні?
28. У яких випадках використовують коагулювання, відстоювання та фільтрування води?
29. У яких випадках виконують знезалізнення та знефторення природних вод?
30. Які технічні засоби знезараження води використовують в сільськогосподарському водопостачанні?
31. У чому полягають завдання систем автоматизації сільськогосподарських водопроводів?
32. Як влаштовані внутрішні водопроводи житлових будинків?
33. Як влаштований внутрішній водопровід тваринницьких ферм?
34. Як влаштовані протипожежні водопроводи виробничих, комунальних та житлових об'єктів АПК?
35. Які особливості водопостачання теплиць, парників і виробничих будівель підприємств зберігання та переробки сільськогосподарської продукції?

Список використаних джерел

1. Абрамов Н.Н. Водоснабжение / Н.Н. Абрамов – М.: Стройиздат, 1982. – 470 с.
2. Альтшуль А.Д. Гидравлические сопротивления / А.Д. Альтшуль – М.: Недра, 1982. – 223 с.
3. Альтшуль А.Д. Гидравлика и аэродинамика / А.Д. Альтшуль, Л.С. Животовский, Л.П. Попов – М.: Стройиздат, 1987. – 410 с.
4. Багров М. Н. Сельскохозяйственная мелиорация / М. Н. Багров, И. П. Кружилин – М.: Агропромиздат, 1985. – 271 с.
5. Башта Т. М. Гидропривод и гидропневмоавтоматика / Т. М. Башта – М.: Машиностроение, 1972. – 319 с.
6. Башта Т. М. и др. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы / Т. М. Башта: 2-е изд., перераб. – М.: Машиностроение, 1982. – 422 с.
7. Бугай Ю.Н. Гидравлика гидромашины и гидропривод / Ю.Н. Бугай, П.И. Огородников, Н. А. Палишкин – К.: – МНТУ, 2002. – 388 с.
8. Васильченко В. А. Гидравлическое оборудование мобильных машин: Справочник / В. А. Васильченко – М.: Машиностроение, 1983. – 301 с.
9. Вакина В. В. Машиностроительная гидравлика. Примеры расчётов / В. В. Вакина, И. Д. Денисенко, А. Л. Столяров - К.: Вища школа, 1987. – 208 с.
10. Гейер В.Г. Гидравлика и гидропривод / В.Г. Гейер, А.Н. Дулин А.Н.Заря – М.: Недра, 1991. – 333с.
11. Гідравліка та її використання в агропромисловому комплексі. Підручник / В.А. Дідур, О.Д. Савченко, Д.П.Журавель, С.І. Мовчан – К. : Аграрна освіта, 2008. – 577 с. ; іл.
12. Гідропривід сільськогосподарської техніки./ О.М. Погорілець, М.С. Волянський, В.Д. Войтюк, С.І. Пастушенко – К. : Вища освіта, 2004. – 368 с.; іл.
13. Гидравлические агрегаты тракторов и сельскохозяйственных машин: Каталог. – М.: ЦНИИТЭИ автосельхозмашин.- Ч. 1: Гидронасосы и гидромоторы, гидрораспределители, 1989. – 135 с. Ч. 2. - Гидроцилиндры, гидроклапаны, регуляторы и др. гидрооборудование, 1990. – 242 с.
14. Гидропривод объемный ГСТ-90. Техническое описание и инструкция по эксплуатации ГСТ 90-00-000 ТО. – Кировоград, 1989. – 29 с.
15. Губер К. В. и др. Машины для орошения и их техническое

обслуживание / К. В. Губер – М.: Колос, 1982. – 304 с.

16. Водоснабжение / А. Я. Найманов, С. Б. Никиша, Н. Г. Насонкина и др. Донецк типография ООО «Норд Компьютер», 2006. – 654 с.

17. Долгачев Ф.М. Основы гидравлики и гидропривода / Ф.М. Долгачев, В.С. Лейко – М.: Стройиздат, 1981. – 182 с.

18. Ерхов Н. С. Основы сельскохозяйственных мелиораций / Н. С. Ерхов – М.: Высшая школа, 1981. – 125 с.

19. Зубчик Н. Д. Операционная технология механизированных поливов / Н. Д. Зубчик – М.: Россельхозиздат, 1981. – 175 с.

20. Ильиных И. И. Гидроэлектростанции / И. И. Ильиных – М.: Энергоиздат, 1982. – 192 с.

21. Исаев А. П. Гидравлика и гидромеханизация сельскохозяйственных процессов / А. П. Исаев, Б. И. Сергеев, В. А. Дидур – М.: Агропромиздат, 1990. – 400 с.

22. Калинушкин М. П. Вентиляторные установки / М. П. Калинушкин – М.: Высшая школа, 1979. – 223 с.

23. Кальбус Г. Л. Гидропривод и навесные устройства тракторов / Г. Л. Кальбус – М.: Колос, 1982. – 215 с.

24. Карамбиров Н. А. Сельскохозяйственное водоснабжение / Н. А. Карамбиров – М.: Агропромиздат, 1986. – 352 с.

25. Карасев Б. В. Гидравлика, основы сельскохозяйственного водоснабжения и канализации / Б. В. Карасев – Минск: Высшая школа, 1979. – 285 с.

26. Карасев Б. В. Насосы и насосные станции / Б. В. Карасев – Минск: Высшая школа, 1979. – 275 с.

27. Колпаков В. В. Сельскохозяйственные мелиорации / В. В. Колпаков, И. П. Сухарев – М.: Колос, 1981. – 328 с.

28. Константинов Ю. М. Гидравлика / Ю. М. Константинов – К.: Высшая школа, 1981. – 360 с.

29. Константинов Ю.М. Технічна механіка рідини і газу / Ю.М. Константинов, О.О. Гіжа – К.: Вища школа, 2002. – 277 с.

30. Костюченко Э.В. Практикум по гидравлике и гидромеханизации сельскохозяйственных процессов: Учеб. Пособие / Костюченко Э.В., Лаптев В.И., Холодок Л.А. – Мн.: Ураджай, 1991. – 272 с.

31. Коваль П.В. Гидравлика и гидропривод горных машин / П.В. Коваль – М.: Машиностроение, 1979. – 318с.

32. Кочкарев А.Я. Гидродинамические передачи / А.Я. Кочкарев

– Л.: Машиностроение, 1971–334 с.

33. Лобачев П.В. Насосы и насосные станции / П.В. Лобачев – М.: Стройиздат, 1983.– 320 с.

34. Лопастные насосы: Справочник. / В. А. Земницкий, А. В. Каплун, А. Н. Попир и др. – Л.: Машиностроение, 1986. – 442 с.

35. Лятхер В.М., Гидравлическое моделирование / В.М Лятхер, А.М. Прудковский – М.: Энергоиздат, 1984. – 392 с.

36. Малюшенко В. В. Динамические насосы: Атлас / В. В. Малюшенко – М.: Машиностроение, 1984. – 214 с.

37. Маслов Б. С. Сельскохозяйственная мелиорация / Б. С. Маслов – М.: Колос, 1984. – 511 с.

38. Мотуз І. К. Гідравліка і гідравлічні машини в довідках і таблицях / І. К. Мотуз – К.: ІЗМН, 1996. – 280 с.

39. Насосы осевые типа “О” и “ОПВ”: Каталог. – М., 1983. – 87 с.

40. Никитин О. Ф. Объемные гидравлические и пневматические приводы / О. Ф. Никитин, К. М. Холин – М.: Машиностроение, 1981. – 285 с.

41. Орлов В. О. Сільськогосподарське водопостачання та водовідведення / В. О. Орлов, А. М. Зошук – Рівне, 2002. – 203 с.

42. Осипов П. Е. Гидравлика, гидравлические машины и гидропривод / П. Е. Осипов – М.: Лесная промышленность, 1981. – 424 с.

43. Перекрестов А.В. Задачи по объемному гидроприводу / А.В. Перекрестов – К.: Вища школа, 178 с.

44. Палишкин Н. А. Гидравлика и сельскохозяйственное водоснабжение / Н. А. Палишкин – М.: Агропромиздат, 1990. – 351 с.

45. Потапов В. М. и др. Использование водной энергии / В. М. Потапов – М.: Колос, 1972. – 343 с.

46. Рабинович Е.З. Гидравлика / Е.З. Рабинович – М.: Недра, 1982. – 276 с.

47. Рогалевич Ю. П. Гідравліка / Ю. П. Рогалевич – К.: Вища школа, 1993. – 255 с.

48. Савин И. Ф. Основы гидравлики и гидропривод / И. Ф. Савин, П. В. Сафонов – М.: Высшая школа, 1978. – 222 с.

49. Сандигурский Д. М., Механизация поливных работ / Д. М. Сандигурский, Н. А. Безроднов – М.: Колос, 1975. – 304 с.

50. Сапунков А. П. Механизация полива дождеванием / А. П. Сапунков – М.: Колос, 1984. – 271 с.

51. Сафонов Н. А. и др. Сельскохозяйственное водоснабжение / Н. А. Сафонов – К.: Выща школа, 1988. – 224 с.
52. Свешников В.К., Станочные гидроприводы. Справочник – 2-е изд./ В.К. Свешников, А.А. Усов – М.: Машиностроение, – 412 с.
53. Сборник задач по машиностроительной гидравлике. Бугаев Д.А., Калмыкова З.А., Подвидз Л.Г. и др. – 4-е изд. – М.: Машиностроение, 1981. – 464 с.
54. Седов Л.И. Методы подобия и размерности в механике / Л.И. Седов – М.: Наука, 1974. – 428 с.
55. Смагин В.Н. Курсовое и дипломное проектирование по сельскохозяйственному водоснабжению / В.Н. Смагин, К.А. Небольшина, В.М. Беляков – М.: Агропромиздат, 1990. – 336 с.
56. Смыслов В.В. Гидравлика и аэродинамика / В.В. Смыслов – К.: Вища школа, 1979. – 352 с.
57. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам, и гидроприводам. Под ред. Б.Н. Некрасова. – Минск, Высшая школа, 1985. – 417 с.
58. Справочник по проектированию магистральных трубопроводов. Под ред. Дерцакяна А.К. – Л. Недра, 1977.– 520 с.
59. Стини С.П. Гидродинамические передачи / С.П. Стини, Е.А. Яковенко – М.: Машиностроение, 1973. – 348 с.
60. Стрелец Б. И. Справочник по водным ресурсам / Б. И. Стрелец – К.: Урожай, 1987. – 304 с.
61. Справочник по гидравлическим расчетам / Под ред. П. Г. Кисилева. – М.: Энергия, 1972. – 312 с.
62. Хруппа В. П. Гидротехнические сооружения и сельскохозяйственная мелиорация / В. П. Хруппа, В. П. Иванов – М.: Колос, 1983. – 351 с.
63. Центробежные консольные насосы с осевым входом для воды типа К и КМ: Каталог. – М.: ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ, 1985. – 256 с.
64. Центробежные насосы двухстороннего входа: Каталог. – М.: ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ, 1982. – 285 с.
65. Часовской В. П., Гидравлика, гидромашины и гидроприводы сельскохозяйственной техники / В. П. Часовской, В. Н. Лангазов – Луганск: Знание, 2003. – 336 с.
66. Черкасский В. М. Насосы, вентиляторы, компрессоры / В. М. Черкасский – М.: Энергоиздат, 1984. – 215 с.
67. Чугаев Р. Р. Гидравлика / Р. Р. Чугаев – Л.: Энергоиздат, 1982. – 672 с.

68. Шевелев Ф. А. Таблицы для гидравлического расчета стальных, чугунных, асбестоцементных и пластмассовых труб / Ф. А. Шевелев – М.: Стройиздат, 1986. – 114 с.

69. Штепа Б. Г. и др. Механизация полива. Справочник / Б. Г. Штепа – М.: Агропромиздат, 1990. – 336 с.

70. Штеренлихт Д.В. Гидравлика в 2-х томах / Д.В. Штеренлихт – М.: Энергоатомиздат, 1992. – 560 с.

71. Юшкин В.В. Основы расчета объемного гидропривода / В.В. Юшкин – Минск, Высшая школа, 1983. – 96 с.

ДОДАТКИ

Додаток 1

Співвідношення між одиницями фізичних величин

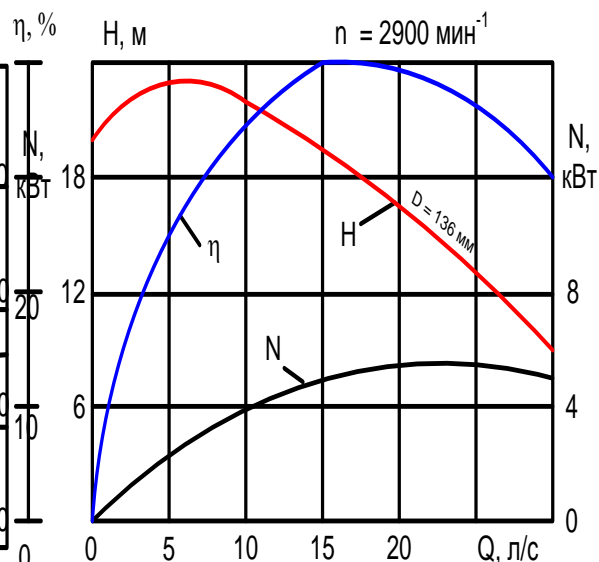
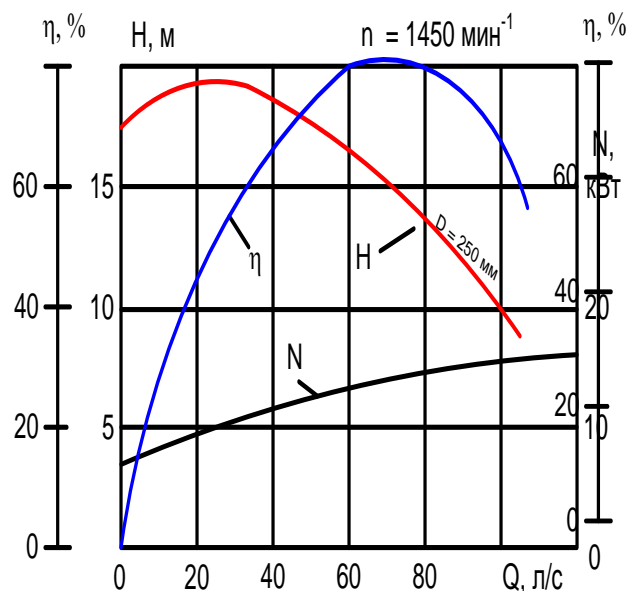
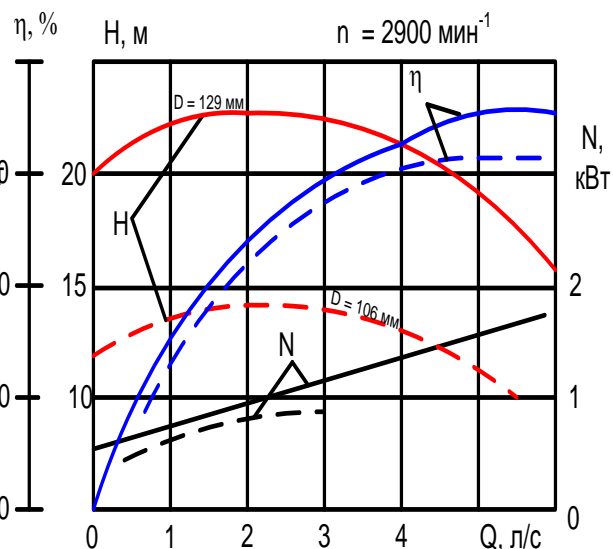
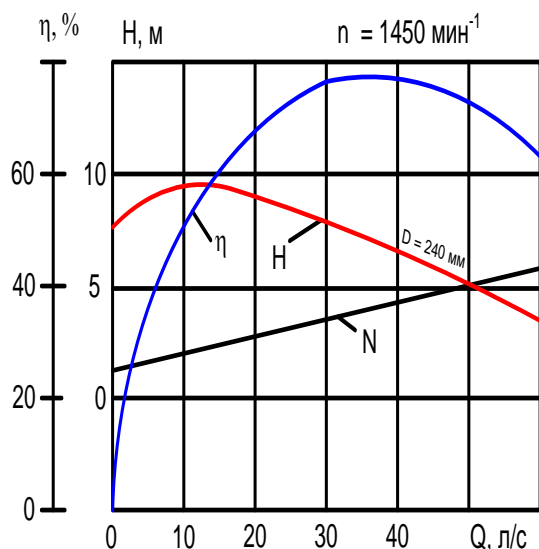
Найменування величини	Одиниця		Значення в одиницях СІ кратних і часткових від них
	Найменування	Позначення	
Маса	Кілограм – сила – секунда у квадраті на метр	$\text{кГ} \cdot \text{с}^2/\text{м}$	$9,80665 \text{ кг} \approx 10 \text{ кг}$
Густина	Кілограм – сила – секунда у квадраті на метр в четвертому степені	$\text{кГ} \cdot \text{с}^2/\text{м}^4$	$9,80665 \text{ кг/м}^3 \approx 10 \text{ кг/м}^3$
	Кілограм на кубічний сантиметр	кг/см^3	10^6 кг/м^3
Сила, вага	Грам на кубічний сантиметр	г/см^3	10^6 кг/м^3
	Кілограм – сила	кГ	$9,80665 \text{ Н} \approx 10 \text{ Н}$
	Грам – сила	Г	$9,80665 \text{ мН}$
	Тонна – сила	Т	$9,80665 \text{ кН}$
	Дина	дин	10^{-5} Н
Момент сили	Кілограм – сила – метр	$\text{кГ} \cdot \text{м}$	$9,80665 \text{ Н} \cdot \text{м} \approx 10 \text{ Н} \cdot \text{м}$
	Кілограм – сила – сантиметр	$\text{кГ} \cdot \text{см}$	$98,0665 \text{ мН} \cdot \text{м} = 9,80665 \cdot 10^{-2} \text{ Н} \cdot \text{м}$
Тиск, механічна напруга	Кілограм – сила – на квадратний метр	кГ/м^2	$9,80665 \text{ Па} \approx 10 \text{ Па}$
	Кілограм – сила – на квадратний сантиметр	кГ/см^2	$98,0665 \cdot 10^3 \text{ Па} \approx 0,1 \text{ МПа}$
	Кілограм – сила – на квадратний міліметр	кГ/мм^2	$9,80665 \cdot 10^6 \text{ Па} = 9,80665 \text{ МПа} \approx 10 \text{ МПа}$
	Міліметр ртутного стовпа	мм рт. ст.	$133,322 \text{ Па}$
Робота, енергія	Кілограм – сила – метр	$\text{кГ} \cdot \text{м}$	$9,80665 \text{ Дж} \approx 10 \text{ Дж}$
Кількість теплоти	Калорія	кал	$4,1868 \text{ Дж}$
	Кілокалорія	ккал	$4,1868 \cdot 10^3 \text{ Дж} = 4,1868 \text{ кДж}$
Потужність	Кілограм – сила – метр за секунду	$\text{кГ} \cdot \text{м/с}$	$9,80665 \text{ Вт} \approx 10 \text{ Вт}$
	Кінська сила	к. с.	$735,499 \text{ Вт}$
Динамічна в'язкість	Пуаз	пз	$0,1 \text{ Па} \cdot \text{с}$
	Сантипуаз	спз	$10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{сек} = 1 \text{ мПа} \cdot \text{с}$
	Кілограм – сила – секунда на квадратний метр	$\text{кГ} \cdot \text{с/м}^2$	$9,80665 \text{ Па} \cdot \text{с} \approx 10 \text{ Па} \cdot \text{с}$
Кінематична в'язкість	Стокс	ст	$10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$
	Сантистокс	сст	$10^{-46} \text{ м}^2/\text{с} = 1 \text{ мм}^2/\text{с}$
Питома кількість теплоти	Калорія на грам	кал/г	$4,1868 \cdot 10^3 \text{ Дж/кг} = 4,1868 \text{ кДж/кг}$
	Кілокалорія на кілограм	ккал/кг	
Питома теплоємність	Калорія на грам градус Цельсія	$\text{кал/(г} \cdot ^\circ\text{С)}$	$4,1868 \cdot 10^3 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}$
	Кілокалорія на кілограм градус Цельсія	$\text{ккал/(кг} \cdot ^\circ\text{С)}$	
Тепловий потік	Калорія за секунду	кал/с	$4,1868 \text{ Вт}$
	Кілокалорія за годину	ккал/год	$1,163 \text{ Вт}$
Теплопровідність	Калорія за секунду на сантиметр – градус Цельсія	$\text{кал/(с} \cdot \text{см} \cdot ^\circ\text{С)}$	$418,68 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$
	Кілокалорія за годину на метр – градус Цельсія	$\text{ккал/(год} \cdot \text{м} \cdot ^\circ\text{С)}$	$1,163 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$

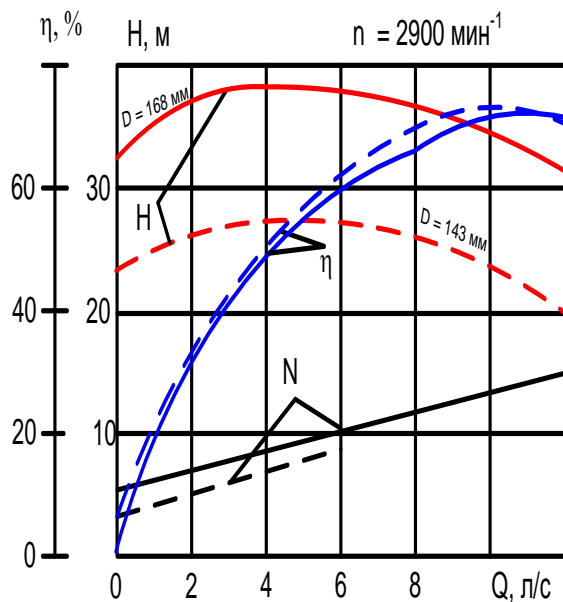
Робочі характеристики відцентрових насосів

Марки насосів та частота обертання вала насоса*	Параметри насосів						
	Q , л/с	Q , м ³ /год	H , м вод. ст.	$H^{\text{доп}}$, м вод. ст.	η , %	Робоче колесо D_k , мм	Усмоктуючий патрубок d_{yc} , мм
К 20/18а, КМ20/18а (2К-9а, 2КМ-9а) $n_k = 290 \text{ хв}^{-1}$	3	10,8	16,8	8,7	53	118	50
	4	14,4	15,6	7,2	61		
	5	18,0	14,8	5,7	61		
К 20/18, КМ 20/18 (2К-9, 2КМ-9) $n_k = 2900 \text{ хв}^{-1}$	4	14,4	20,0	8,7	64	129	50
	5	18,0	18,8	7,2	68		
	6	21,6	17,5	5,7	67		
К 20/30а, КМ 20/30а (2К-6а, 2КМ-6а) $n_k = 2900 \text{ хв}^{-1}$	5	18,0	26,0	7,2	65	148	50
	6	21,6	24,3	5,7	66		
	7	25,2	22,3	5,0	65		
К20/30, КМ 20/30 (2К-6, 2КМ-6) $n_k = 2900 \text{ хв}^{-1}$	6	21,6	29,9	7,2	65	168	50
	7	25,2	27,9	5,7	66		
	8	28,8	25,0	5,0	64		
К 45/30а, КМ 45/30а (3К-9а, 3КМ-9а) $n_k = 2900 \text{ хв}^{-1}$	10	36,0	22,5	7,0	71	143	75
	12	43,2	20,0	5,0	72		
	14	50,4	17,0	3,0	67		
К 45/30 $n_k = 2900 \text{ хв}^{-1}$, КМ 45/30 (3К-9, 3КМ-9) $n_k = 2900 \text{ хв}^{-1}$	10	36,0	34,0	7,0	66	168	75
	12	43,2	31,5	5,0	70		
	14	50,4	28,0	4,0	71		
	16	57,6	25,0	3,0	70		
К 90/20а, КМ90/20а (4К-18а, 4КМ-18а) $n_k = 2900 \text{ хв}^{-1}$	16	57,6	20,0	67,0	76	136	100
	20	72,0	18,0	6,6	80		
	24	86,4	15,0	4,5	75		
К 90/20, КМ 90/20 (4К-18, 4КМ-18) $n_k = 2900 \text{ хв}^{-1}$	16	57,6	26,3	7,2	75	148	100
	20	72,0	24,0	6,7	80		
	24	86,4	21,5	5,8	80		
	28	100,8	18,6	3,5	75		

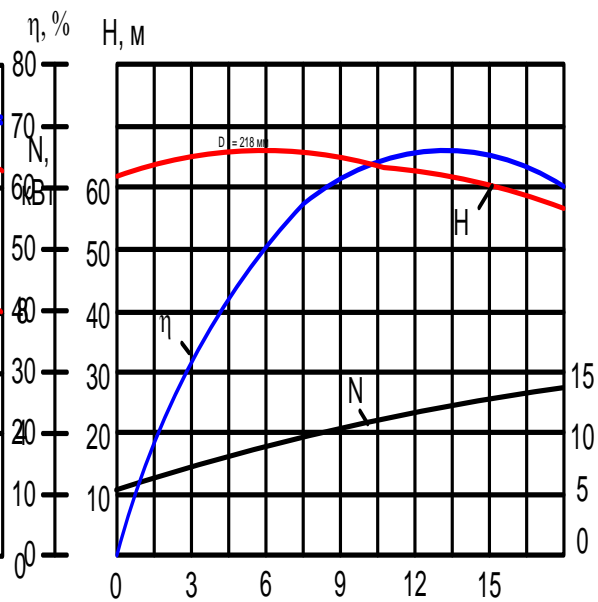
* У таблиці наведене нове маркування відцентрових насосів за ГОСТ 22247-76, у дужках наведене попереднє маркування цих же насосів. Наприклад: К20/30 (2К-6); УКМ 20/30 (2КМ-6).

Робочі характеристики відцентрових насосів



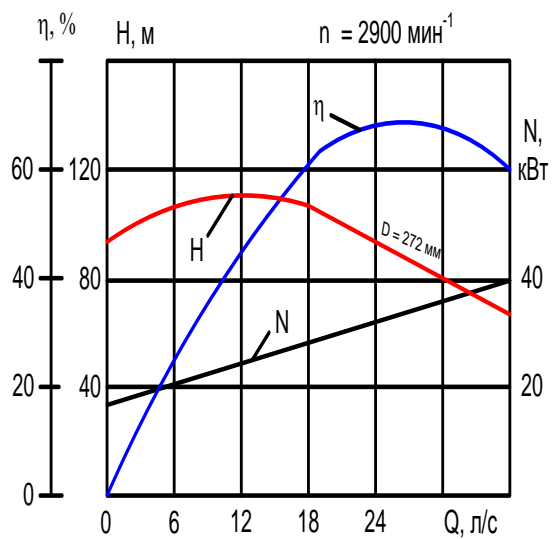


насос К 45 / 30 (3 К – 9)

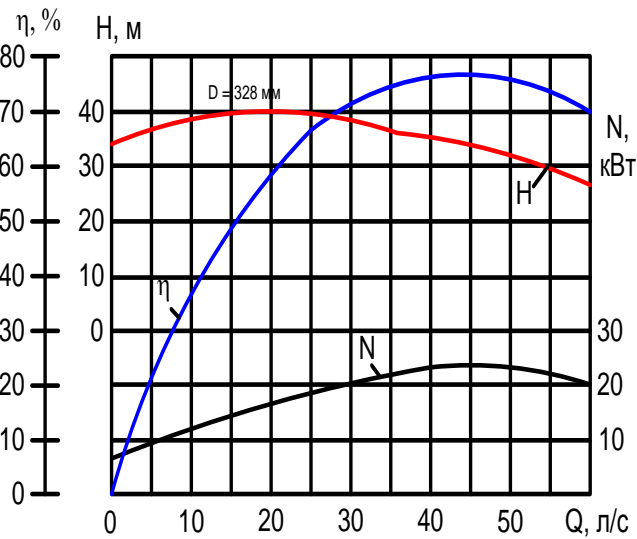


насос К 45 / 55 (3 К – 6)

Робочі характеристики відцентрових насосів



насос К 160 / 30 (6 К – 8)



насос К 90 / 85 (4 К – 8)

**Технічні характеристики відцентрових свердловинних
(занурювальних) насосів типу ЕВВ**

Марка насоса	Подача Q, м³/год	Напір H, м вод. ст.	Потужність електродвигуна $N_{ед}$, кВт	Частота обертання $n_{ед}$, хв⁻¹	ККД насоса η, %	Внутрішній діаметр обсадної колоні, мм	Ресурс до першого кап. ремонту, год.	Гарантійний строк використання, місяць	Вага, кг
1 ЕВВ 4-4-70	4	70	1,6	3000	51	95	12500	12	33
ЕВВ 5-6,3-80	6,3	80	2,8	3000	60	140	12500	12	75
ЕВВ 6-4-130	4,0	130	2,8	2850	57	142	12500	12	98
ЭЦВ 6-4-190	4,0	190	4,5	2850	57	142	12500	12	114
ЭЦВ 6-6,3-125	6,3	125	4,5	2850	60	142	12500	12	105
ЭЦВ 6-10-110	10	110	5,5	2850	64	142	28500	12	105
1ЭЦВ 6-10-185	10	185	8,0	2850	66	142	12500	12	133
2ЭЦВ 8-16-140	16	140	11,0	3000	65	186	12500	12	291
ЭЦВ 8-25-100	25	100	11	3000	66	186	12500	12	160
ЭЦВ 8-25-150	25	150	15	2850	66	186	12500	12	220
ЭЦВ 8-25-300	25	300	32	3000	68	186	—	9	385
ЭЦВ 8-40-65	40	65	11	3000	68,5	186	—	9	207
ЭЦВ 8-40-165	40	165	32	3000	68,5	186	—	9	374
ЭЦВ 10-63-110	63	110	32	2920	70	234	—	9	358
ЭЦВ 10-63-270	63	270	65	2920	71	234	—	9	727
ЭЦВ 10-120-60	120	60	32	2920	71	230	12500	12	491
ЭЦВ 10-160-35М	160	35	22	2925	70	230	12500	12	1320
ЭЦВ 12-160-65	160	65	45	2920	72	281	12500	12	355
ЭЦВ 12-160-100	160	100	65	2925	72	281	12500	12	400
ЭЦВ 12-210-25	210	25	22	2925	74	281	12500	12	250
ЭЦВ 12-210-85	210	85	65	3000	75	281	—	9	580
ЭЦВ 12-255-30М	255	30	32	2920	73	281	12500	12	540
ЭЦВ 12-375-30	375	30	45	2920	76	281	12500	12	365

**Визначення основних параметрів ерліфтів
при коефіцієнті занурювання $K = H/h = 2$; $\eta_{\text{ерл}} = 0,5$**

Показники		Висота підйому води h , м					Рекомендовані діаметри труб, мм			
		20	30	40	50	60	Розташовані центральні		Розташовані паралельно	
							Водо-підйомна	Повітряна	Водо-підйомна	Повітряна
Глибина заглиблення форсунки H , м		40	60	80	100	120	-	-	-	-
Довжина водопідйомної труби (при $\Delta h = 3$ м), м		43	63	83	103	123	-	-	-	-
Мінімальна глибина свердловини, м		48	68	88	110	130	-	-	-	-
Питома витрата повітря $W_0, \left(\frac{\text{м}^3 \text{повітря}}{\text{м}^3 \text{води}} \right)$		3,64	4,34	4,98	5,59	6,07	-	-	-	-
Робочий тиск стисненого повітря в ресивері p_k , кгс/см ²		2,5	3,5	4,5	5,5	6,5	-	-	-	-
Задана витрата ерліфта Q , м ³ /год		Витрата повітря $Q_{\text{повіт}}$, м ³ /хв, і потужність $N = p_k Q_{\text{повіт}}$, кВт								
$Q = 5$	$Q_{\text{повіт}}$	0,303	0,362	0,415	0,466	0,506	40	15	32	15
	N	1,26	2,11	3,12	4,27	5,48				
$Q = 10$	$Q_{\text{повіт}}$	0,606	0,724	0,830	0,932	1,012	50	20	40	20
	N	2,52	4,22	6,24	8,54	10,96				
$Q = 20$	$Q_{\text{повіт}}$	1,212	1,448	1,660	1,864	2,024	80	25	70	20
	N	5,04	8,44	12,48	17,08	21,92				
$Q = 30$	$Q_{\text{повіт}}$	1,818	2,172	2,490	2,796	3,036	100	25	70	20
	N	7,56	12,66	18,72	25,62	32,88				
$Q = 50$	$Q_{\text{повіт}}$	3,03	3,62	4,15	4,66	5,06	125	32	100	25
	N	12,6	21,1	31,2	42,7	54,8				
$Q = 100$	$Q_{\text{повіт}}$	6,06	7,24	8,30	9,32	10,12	200	50	150	40
	N	25,2	42,2	62,4	85,4	109,6				

Значення питомих опорів A , при швидкості руху води $v = 1 \text{ м / с}$.

Умовний прохідний діаметр, D, мм	Сталеві труби				Чавунні труби, А, с²/ м⁶		Поліетиленові труби, А, с²/ м⁶	Азбестоцементові, труби А, с²/ м⁶
	Водогазопровідні , А, с²/ м⁶		Електрозваренні, А, с²/ м⁶					
	не нові	нові	не нові	нові	не нові	нові		
50	11420	6864	3800	2362	11890	9604	6051	6850
80	1202	772,7	468	307,8	928	832	927	-
100	289	192,7	178	119,8	321	276,1	324	188
125	88,9	60,65	78,6	53,88	99,5	83,6	92,5	76,1
150	34,9	24,35	31,9	22,88	38,2	34,09	45,9	31,5
200	-	-	7,16	5,15	8,34	7,40	5,07	7,90
250	-	-	2,26	1,65	2,60	2,30	1,31	2,23
300	-	-	0,87	0,86	0,98	0,83	0,71	0,91
350	-	-	-	0,295	-	0,415	-	-

Значення поправочних коефіцієнтів питомих витрат β в залежності від швидкості руху води в трубах

$v, \text{м / с}$	Сталеві	Чавунні	Поліети- ленові	Азбесто- цементові	$v, \text{м / с}$	Сталеві	Чавунні	Поліети- ленові	Азбесто- цементові
0,2	1,24	1,46	1,28	1,38	1	1	1	1,28	1,38
0,3	1,16	1,32	1,18	1,30	1,2	0,99	0,97	1,18	1,30
0,4	1,11	1,23	1,14	1,27	1,5	0,97	0,93	1,14	1,27
0,5	1,08	1,16	1,07	1,18	2,0	0,95	0,88	1,07	1,18
0,6	1,06	1,12	1,05	1,13	2,5	0,94	0,86	1,05	1,13
0,7	1,04	1,08	1,03	1,07	3,0	0,93	0,84	1,03	1,07
0,8	1,02	1,05	1,01	1,04				1,01	1,04

Характеристика уніфікованих водонапірних сталевих башт, відповідно типового проекту № 901 – 5 – 29

Водонапірна башта	Висота стовбура, м	Ємність баку, м^3	Площа забудови, м^2	Будівельний обсяг, м^3	Діаметр опори, мм	Витрати матеріалів	
						сталь, т	бетон м^3
Уніфікована сталева башта типовий проект № 901 – 5 – 29	12	15	166	45,1	1220	3,3	6,2
	12	25	166	63,0	1220	4,6	9,7
	15	25	166	67,0	1220	5,2	9,7
	15	50	166	95,0	1220	6,6	15,8
	18	50	166	100,0	1220	7,0	18,9
	18	50	170	139,8	2000	8,8	23,9
	18	50	170	204,3	3020	11,5	29,5

Технічна характеристика гідроциліндрів

Тип	Позначення гідроциліндра	D, мм	D _{шт} , мм	Хід S, мм	Тиск		ККД $\eta_{\text{ц}}$ і $\eta_{\text{Г мех}}$	Місце встановлення
					$p_{\text{ном}}$, МПа	p_{max} , МПа		
Поршневі гідроциліндри	Ц 40х250 - 12	40	20	250	16	20	$\eta_{\text{Г мех}} = 0,94$	Робочі органи сільгоспмашин
	Ц 50х200 - 24	50	32	200	16	20	$\eta_{\text{Г мех}} = 0,94$	-“-
	Ц 63х200 - 24	63	32	200	16	20	$\eta_{\text{Г мех}} = 0,94$	-“-
	ГС 75х410.20.001	75	35	410	16	20	$\eta_{\text{Г мех}} = 0,96$	-“-
	ГЦ 80.630.16.000	80	50	630	16	20	$\eta_{\text{Г мех}} = 0,96$	-“-
	ГС 90х900.20.001	90	40	900	16	20	$\eta_{\text{Г мех}} = 0,96$	-“-
	Ц 110Б-1414001	110	20	400	14	18	$\eta_{\text{Г мех}} = 0,94$	-“-
	Ц 75х200 - 2	75	30	200	14	18	$\eta_{\text{Г мех}} = 0,94$	Навісні пристрої тракторів
	Ц 90-1212001А	90	30	200	14	18	$\eta_{\text{Г мех}} = \eta_{\text{ц}} = 0,91$	-“-
	Ц 100х200 - 3	100	40	200	16	20	$\eta_{\text{Г мех}} = 0,96$	-“-
	Ц 125х200 - 11	125	50	200	16	20	$\eta_{\text{Г мех}} = 0,96$	-“-
	Ц 140.710.160.001	140	70	710	14	18	$\eta_{\text{Г мех}} = 0,93$	Передні навісні пристрої тракторів
	Ц 160х1250-33	160	80	1250	16	20	$\eta_{\text{Г мех}} = 0,94$ $\eta_{\text{ц}} = 0,93$	-“-
	ГЦ 63.500.16.000	63	50	500	16	20	$\eta_{\text{Г мех}} = 0,96$	Робочі органи комбайнів
	ГЦ 80.320.16.000	80	40	320	16	20	$\eta_{\text{Г мех}} = 0,96$	Робочі органи комбайнів і сільгоспмашин
	151.40.040-3А	80	40	280	10	-	$\eta_{\text{Г мех}} = 0,85$ $\eta_{\text{ц}} = 0,80$	Рульове керування трактора Т-150К
Плунжерні	ГА-66010А-01	20	20	63	16	20	-	На зернозбиральних комбайнах
	54-9-145	25	25	240	14	16	-	Робочі органи комбайнів і сільгоспмашин
	ГА-81000	32	32	340	16	20	-	Жатка ЖВР-10
	Н020.26.000	40	40	360	14	16	-	Робочі органи комбайнів
	Ц50.360.160.001АП	50	50	360	16	20	-	Ґрунтообробні машини
	РСМ-10.09.02.100А	63	63	500	16	20	-	Комбайни “Дон”
Телескопічні	Гідропідйомник ППТ.05.100	Плунжерний $d_{\text{пл}} = 60,75,95$		1355	14	21	-	Напівпричіп ППВ-3
	Гідропідйомник	Плунжерний $d_{\text{пл}} = 60,75$		860	10	-	-	Причіп ММЗ-771

Технічні характеристики аксіально-поршневих гідромашин

Тип та типорозмір	Крутильний момент на валу мотора $M_{кр ном}$, Н·м	Теоретична витрата q_T , см ³ /об	Тиск $p_{ном}$, p_{max} МПа	Частота обертання вала $n_{ном}$, n_{max} с ⁻¹	ККД в режимі			Примітка
					Насоса		Мотора	
					Об'ємний $\eta_{оп}$	Повний η_n	Об'ємний $\eta_{ом}$	Повний η_m
Насос "Напор 25"	-	25	20/25	32/54	0,97	0,9	-	-
Насос "Напор 63 P"	-	63	20/25	25/40	0,94	0,87	-	-
Насос НП-90	-	90	22/34	25/43	0,95	0,88	-	-
Насос НП-112	-	112	25/42	33,3/50	0,96	0,87	-	-
Мотор МП-90	274	90	22/34	25/43	-	-	0,95	0,89
Мотор МП-112	390	112	25/42	33,3/50	-	-	0,96	0,90
Насос-мотор	210.12	11,6	16/25	46,7/83,3	0,96	0,88	0,96	0,92
	210.16	28,1	16/25	37,3/66,7	0,96	0,88	0,96	0,92
	210.20	54,8	16/25	30/52,5	0,95	0,87	0,95	0,91
	210.25	107	16/25	23,3/41,7	0,95	0,87	0,95	0,90
210.32	575	225	16/25	18,7/33,3	0,94	0,86	0,94	0,88
Насос 313.20	-	56	20/32	25/50	0,96	0,91	-	-
Насос 313.25	-	112	20/32	20/40	0,96	0,91	-	-
Насос 313.32	-	224	20/32	16/32	0,96	0,91	-	-
Насос 313.20	-	56	20/32	25/50	0,96	0,91	-	-
Насос 313.25	-	112	20/32	20/40	0,96	0,91	-	-
Насос 313.32	-	224	20/32	16/32	0,96	0,91	-	-
Насос-мотор	ІМ.2,5А	32	10/16	25/-	-	-	0,95	0,85
	ІМ.5	105	10/16	24/-	-	-	0,97	0,93
	ІМ.10	210	10/16	24/-	-	-	0,97	0,93
	ІМ.20	370	10/16	24/-	-	-	0,97	0,93
	ІМ.30	740	10/16	16,3/-	-	-	0,97	0,93
ІМ.50	1170	790	10/16	16,3/-	-	-	0,97	0,93

Технічні характеристики роторно-поступальних та пластинчастих гідромашин

Тип та типорозмір	Крутильний момент на валу мотора $M_{кр ном}$, Н·м	Теоретична питома витрата q_T , см ³ /об	Тиск $\frac{P_{ном}}{P_{max}}$, МПа	Частота обертання вала $\frac{n_{ном}}{n_{max}}$, с ⁻¹	ККД в режимі			
					Насоса		Мотора	
					Об'ємний $\eta_{он}$	Повний η_n	Об'ємний $\eta_{ом}$	Повний η_m
Насоси радіально-поршнєві, що не регулюються, та реверсивні								
НПМ-705М	-	100	10/-	16/-	0,90	0,77	-	-
НПМ-714	-	200	10/-	16/-	0,90	0,77	-	-
НПМ-713В	-	70	3,5/-	16/-	0,90	0,85	-	-
НПМ-715М	-	400	10/-	16/-	0,93	0,85	-	-
НПМ-50М	-	50	20/-	16/-	0,75	0,67	-	-
НПМ-100	-	100	20/-	16/-	0,75	0,67	-	-
НПМ-200	-	200	20/-	16/-	0,75	0,67	-	-
НПМ-400	-	400	20/-	16/-	0,80	0,72	-	-
Висококомпонентні радіально-поршнєві мотори								
МР-450	1343	452	21/25	2,3/6,7	-	-	0,94	0,84
МР-700	2124	707	21/25	2/5,7	-	-	0,95	0,85
МР-1100	3384	1126	21/25	1,7/4,7	-	-	0,95	0,85
МР-1800	5436	1809	21/25	1,3/3,7	-	-	0,95	0,85
МР-2800	8354	27880	21/25	1 / 2,8	-	-	0,95	0,85
МР-4500	13532	4503	21/25	0,67/2	-	-	0,95	0,85
МР-7000	21020	6995	21/25	0,5/1,3	-	-	0,95	0,85
Насоси пластинчасті подвійної дії								
Г 12-21	-	5,2	6,3	15,8/24,2	0,71	0,55...0,66	-	-
Г 12-22	-	12	6,3	15,8/24,2	0,77	0,65...0,72	-	-
Г 12-23А	-	19	6,3	15,8/24,2	0,77	0,65...0,72	-	-
Г 12-24А	-	25	6,3	15,8/24,2	0,85	0,75...0,81	-	-
Гідромотор ВЛГ-350	3,5	2640	8/10	-/1,2	-	-	0,91	0,72
Гідромотор ВЛГ-400А	4,35	2900	8/10	-/1,2	-	-	0,92	0,90

Основні технічні характеристики шестеренних гідромашин

Тип та типорозмір	Крутильний момент на валу мотора $M_{кр ном}$, Н·м	Теоретична витрата q_T , см ³ /об	Тиск $p_{ном}$, МПа p_{max}	Частота обертання вала $n_{ном}$, с ⁻¹ n_{max}	ККД гідромашини		Вага, кг
					Об'ємний η_o	Повний η	
НШ 4-4	-	4	20/25	40/60	0,90	0,80	-
НШ 6-4	-	6,3	20/25	40/50	0,90	0,80	2,3
НШ 10-3	-	10	16/20	40/50	0,92	0,82	2,48
НШ 20М-4	-	20	20/25	40/60	0,93	0,83	-
НШ 25М-4	-	25	20/25	40/50	0,93	0,83	-
НШ 32М-4	-	32	20/25	40/50	0,94	0,85	6,4
НШ 40М-4	-	40	20/25	40/50	0,94	0,85	-
НШ 50М-4	-	50	20/25	40/50	0,94	0,85	7,1
НШ 63М-4	-	63	16/21	40/50	0,94	0,85	-
НШ 71-4	-	69,7	20/25	20/24	0,95	0,88	16,5
НШ 100-4	-	98,8	20/25	20/24	0,95	0,88	16,5
НШ 250-4	-	250	20/25	15/20	0,94	0,88	44,5
НШ 400-4	-	400	20/25	15/20	0,94	0,88	45,0
ГМШ 10-М	13,53	10	10/12,5	63/80	0,92	0,80	2,45
ГМШ 32-3	69,8	32	16/17,5	25/32	0,92	0,80	6,5
ГМШ 50-3	108,0	50	16/17,5	25/32	0,92	0,80	7,3
ГМШ 100-3	213,9	100	16/17,5	25/32	0,94	0,80	16,7
НШ 10-10-2	-	10/10	14/17,5	32/40	0,92	-	-
НШ 32-10-3	-	32/10	16/20	32/40	0,92	-	-
НШ 32-32-3	-	32/32	16/20	32/40	0,92	-	-
НМШ 25Р	-	25	0,25/1,0	20/25	0,85	0,70	-
НМШ 50	-	50	1,6/2,5	25/32	0,85	0,70	-
НМШ 80-1	-	80	1,0/1,2	40/42	0,85	0,75	-
НМШ 125	-	63/63	1,6/2,5	25/32	0,85	0,75	-

Основні технічні характеристики планетарних гідромоторів та насосів-дозаторів

Тип та типорозмір	Крутильний момент на валу мотора $M_{кр\text{ ном}}$, Н·м	Теоретична питома витрата q_T , см ³ /об	Тиск $p_{ном}$, МПа p_{max}	Частота обертання вала $n_{ном}$, с ⁻¹ n_{max}	ККД в режимі мотора		Примітки
					Об'ємний η_o	Повний η	
МГП 80	151	80,5	16/21	5,75/13,5	0,92	0,78	Гідромотор реверсивний; привод робочих органів транспортів, сільгосп- та інших машин
МГП 100	189	100	16/21	4,6/10,8	0,92	0,78	
МГП 125	237	125,7	16/21	3,67/8,67	0,92	0,78	
МГП 160	303	159,7	16/21	2,87/6,67	0,92	0,78	
МГП 200	300	200	16/21	2,34/5,41	0,92	0,78	
МГП 315	300	315	16/21	1,48/3,5	0,92	0,78	
ГПР-Ф-100	365	100	16/20	10/13	0,94	0,85	Гідромотор реверсивний; привод активних робочих органів транспортів, сільгосп- та інших машин
ГПР-Ф-200	454	200	16/20	8/10,5	0,94	0,85	
ГПР-Ф-250	567	250	16/20	6,3/8,3	0,94	0,85	
ГПР-Ф-320	716	320	16/20	5/6,5	0,94	0,85	
ГПР-Ф-400	908	400	16/20	4/5,2	0,94	0,85	
ГПР-Ф-500	1114	500	16/20	3,2/4,2	0,94	0,85	
ГПР-Ф-630	1430	630	16/20	2,5/3,3	0,94	0,85	Насос-дозатор; привод від рульового колеса в системах рульового управління сільгоспмашин
ГА-36000А	-	120	6,3/10	-	0,82	-	
НД-80	5/100	80	-/16	ручний привод	-	-	
НДМ-80	$M_{кр\text{ min}}/M_{кр\text{ max}}$	80	-/16	ручний привод	-	-	
НДМ-100	4/180	100	-/16	ручний привод	-	-	
НДМ-125	4/180	125	-/16	ручний привод	-	-	
НДМ-160	4/180	160	-/16	ручний привод	-	-	
НДМ-200	4/180	200	-/16	ручний привод	-	-	
НДМ-250	4/180	250	-/16	ручний привод	-	-	

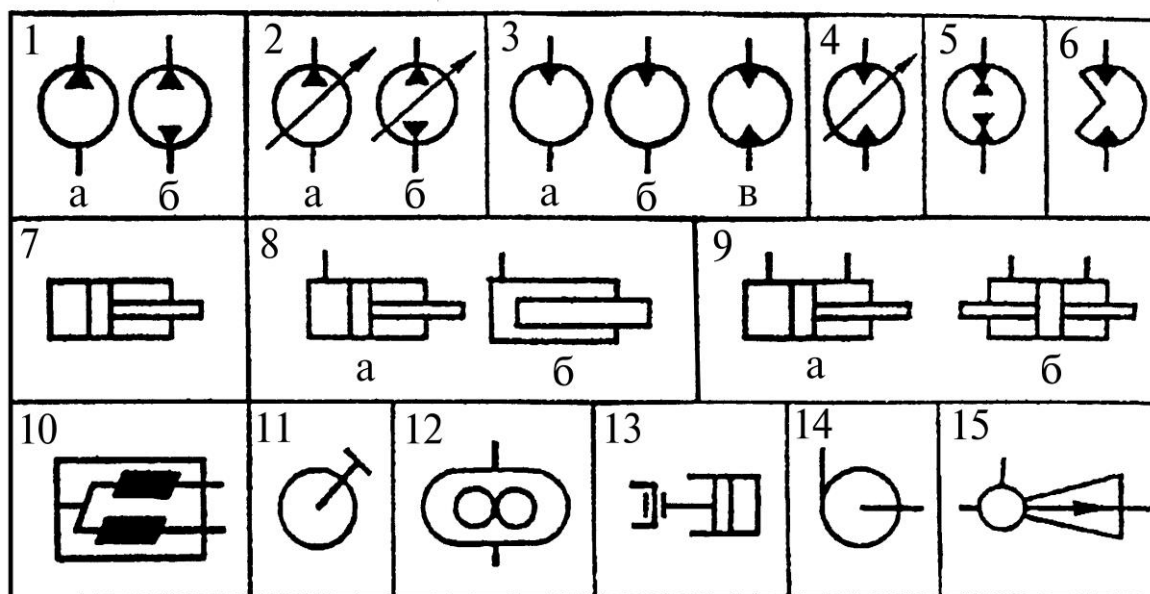
Основні технічні характеристики гідроагрегатів, дроселів та регуляторів потоку

Тип гідроагрегату	Показники				Примітки
	Умовний прохід d_y , мм	Номінальна витрата рідини $Q_{ном}$, dm^3/c	Максимальний робочий тиск p_{max} , МПа	Втрати тиску $\Delta p_{ном}$ при $Q_{ном}$, МПа	
Редукційні клапани типу КР і КР-С	16	0,70	15	0,2	Застосовують на мобільних машинах різного призначення
	20	1,05	15		
	25	1,70	15		
	32	2,66	15		
Запобіжні клапани непрямої дії БГ-52	16	0,58	20	0,5	Застосовують у статичних гідроприводах і мобільних машинах
	20	1,16	20		
	25	1,66	20		
	32	2,33	20		
Дроселі типів ДР, ДК і КВМК	12	0,42	35	0,2...0,3	Застосовують на випробувальних стендах
	20	1,05	35		
	32	2,6...4,2	35		
Дільники потоку типів КД і КДК	12	0,07...0,42	20	0,8...1,0	$Q_{ном}$ дано на вході у дільник потоку
	20	0,42...1,33	20		
	32	1,33...2,66	20		
Зворотні клапани типу Г-51 і ПГ-51	10	0,33...0,53	$p_{ном} = 20$	0,2...0,3	
	16	0,58...1,1	$p_{ном} = 20$		
	20	1,16...2,1	$p_{ном} = 20$		
Запобіжний клапан КП 16.16.000	16	$Q_{ном} = 1,05$ $Q_{max} = 1,33$	$p_{ном} = 10$ $p_{max} = 16$	-	Використовують у гідросистемах сільгоспмашин
	16	$Q_{ном} = 1,33$ $Q_{max} = 1,67$	$p_{ном} = 16$ $p_{max} = 20$		
Клапан витрати 151.40.039-1	14	0,75	8	-	Трактор Т-150К
Клапан розвантаження КР 16.16.000	16	1,05	$p_{ном} = 10$	0,1...0,3	У гідросистемах і гідрооб'ємних передачах тракторів і сільгоспмашин
Клапан зворотний керований ВМ 4.02.900	20	-	20	-	
Гідрозамок 3М 10.000	10	1,05	16	-	
Дільник-суматор потоку ДСП 01.000	12	1,05	25	-	
Дросель ДОК 16.000	16	1,05	16	0,18	

Основні технічні характеристики трубопроводної арматури

Тип гідроагрегату	Показники					Примітки
	Умовний прохід d_y , мм	Витрата $Q_{\text{ном}}$, $\text{дм}^3/\text{с}$	Тиск $p_{\text{ном}}$, МПа	Втрати тиску $\Delta p_{\text{ном}}$ при $Q_{\text{ном}}$, МПа	З'єднуваль- на різьба	
Муфта роз'ємна Н.036.67.000	6	0,13	16/22	0,36	M 16 x 1,5	У гідросистемах комбайнів і сільгоспашин
Муфта розривна Н.036.50.000	12	0,83	14/17	-	M 20 x 1,5	Розривне зусилля 150...250 Н
Муфта розривна Н.036.52.000	16	1,33	14/17	-	M 27 x 1,5	Розривне зусилля 200...300 Н
Муфта швидкоз'єднувана Н.036.68.000	12	0,83	16/22	0,36	M 20 x 1,5	Зусилля при з'єднанні або роз'єднанні 35...60 Н
Муфта швидкоз'єднувана Н.036.69.000	16	1,33	16/22	0,36	M 27 x 1,5	
Клапани уповільнення Н.036.65.000-04 и 000-06	12	-	16/20	-	M 20 x 1,5	Діаметри дроселюючих отворів 3 або 4 мм
Рукав високого тиску						Довжина L , мм
Н.036.83.010-160	12	-	21/-	-	M 20 x 1,5	330...1805
Н.036.85.010-140	16	-	16/-	-	M 27 x 1,5	255...2205
Н.036.82.010	10	-	21/-	-	M 20 x 1,5	200...2200
Шланг складовий Т16.55.043	10	-	21/-	-	M 20 x 1,5	На шланг Т-16М, $L = 2080$ мм
Рукав високого тиску П-25 армований						У трансмісії ГСТ-90
Н.036.88.020	25		26/32	-	3' єднання	$L = 820$ мм
Н.036.88.370	25		26/32	-	фланцеве	$L = 1230$ мм
Н.036.88.460	25		26/32	-		$L = 2130$ мм
Н.036.88.750	25		26/32	-	M 42 x 2	$L = 2605$ мм

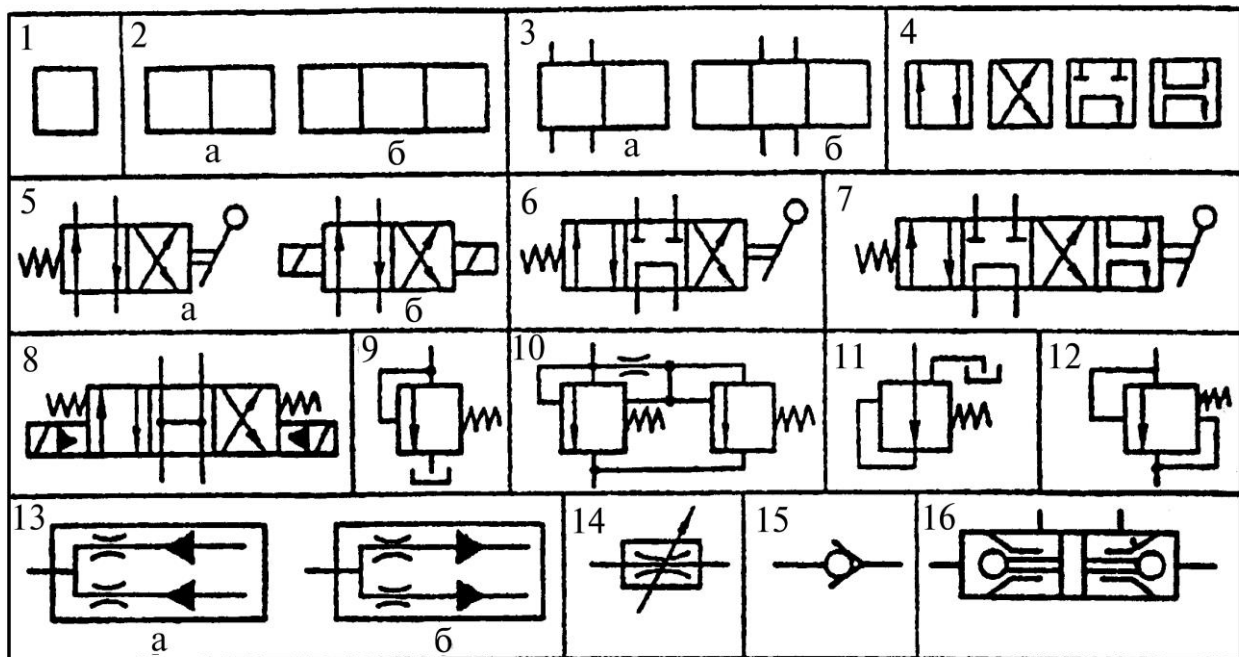
Умовні графічні позначення гідронасосів і гідродвигунів



- 1 – насос постійної подачі:
а, б – відповідно з постійним і реверсивним напрямками потоку;
- 2 – насос з регульованою подачею:
а, б – відповідно з постійним і реверсивним напрямком потоку;
- 3 – гідромотор: а – загальне позначення;
б, в – нерегульований, відповідно з постійним і реверсивним напрямком потоку;
- 4 – регульований гідромотор з реверсивним напрямком потоку;
- 5 – насос-мотор при обох напрямках потоку;
- 6 – поворотний гідродвигун;
- 7 – гідроциліндр (загальне позначення);
- 8 – гідроциліндр одnobічної дії:
а – без зазначення способу повернення штока,
б – плунжерний;
- 9 – поршневий гідроциліндр двобічної дії:
а, б – відповідно з одно- та двобічним штоком;
- 10 – аксіально-поршневий насос;

- 11 – ручний насос;
 12 – шестеренний насос;
 13 – кривошипно-поршковий насос;
 14 – відцентровий лопатевий насос;
 15 – струминний насос (загальне позначення)

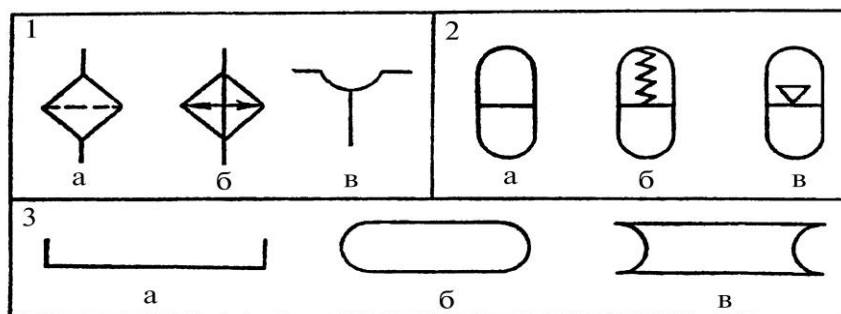
Умовні графічні позначення елементів гідроапаратури



- 1 – робоча позиція рухомого елемента розподільника;
 2 – розподільник без лінії зв'язку:
 а – двопозиційний, б – трипозиційний;
 3 – розподільник з лініями зв'язку:
 а – двопозиційний, б – трипозиційний;
 4 – робочі позиції рухомих елементів розподільника
 із зазначенням напрямку потоку робочої рідини;
 5 – чотириходовий (чотирилінійний) двопозиційний
 розподільник
 з керуванням:
 а – від рукоятки з пружинним поверненням,
 б – від двох електромагнітів;
 6 – чотириходовий трипозиційний розподільник з
 керуванням
 від рукоятки з пружинним поверненням;

- 7 – чотириходовий чотирипозиційний розподільник з керуванням від рукоятки з пружинним поверненням;
- 8 – чотириходовий трипозиційний розподільник з електрогідравлічним керуванням;
- 9 – запобіжний клапан прямої дії;
- 10 – запобіжний клапан непрямої дії (розвернуте позначення);
- 11 – редукційний клапан;
- 12 – клапан перепаду тисків;
- 13 – клапан співвідношення витрат робочої рідини:
а – поєднувач потоків, б – роздільник потоку;
- 14 – регульований дросель;
- 15 – зворотний клапан;
- 16 – двобічний гідро замок

Умовні графічні позначення кондиціонерів та гідроємкостей



1 – кондиціонери:

- а – фільтр,
- б – радіатор,
- в – сапун;

2 – акумулятори:

- а – без показу принципу дії,
- б – пружинний,
- в – пневмогідравлічний;

3 – бак:

- а – під атмосферним тиском,
- б – з внутрішнім тиском вище атмосферного,
- в – з внутрішнім тиском нижче атмосферного

Щілинні (пластинчасті) фільтри з ручним очищенням

Типорозмір	Умовний прохід, мм	Номинальна пропускна здатність, $\text{ч}10^{-4}\text{м}^3/\text{с}$, (л/хв), при номінальній тонкості фільтрації, мкм		Перепад тиску, МПа (кгс/см ²)	Номинальний тиск, МПа (кгс/см ²)
		80	125		
1	10	0,53 (3,2)			
2	16	1,33 (8,0)			
3	16	2,66 (16,0)	0,83 (5,0) 2,08 (12,5) 4,17 (25,0)		
4	20	5,33 (32,0)	8,3 (50,0)	1,0 (10)	6,3 (63)
Максимально допустимий					
Номиналь-ний більш					
0,1 (0,1)					
Параметри зазначені при роботі на мінеральному маслі в'язкістю 70-80 мм ² /с.					

Примітка: приклад позначення фільтра в корпусі з метричною різьбою, номінальною пропускною здатністю $1,33 \times 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}$, (8 л/хв), номінальною тонкістю фільтрації 80 мкм, виконання 1: фільтр 8-80-1 ДСТ 21329-7.

Фільтри приймальні сітчасті з перепускним клапаном – ТИП-С41-2

Позначення фільтрів	Номінальна тонкість фільтрації, мкм	Номінальна пропускна здатність, $\text{Ч}10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}$, (л/хв)	Маса, кг
1	2	3	4
0,16041-21	16,0	4,17(25)	0,063
0,16041-22	— —	1,67(10)	0,115
0,16041-23	— —	6,67(4)	0,380
0,16БС41-23	— —	— —	0,328
0,16С41-25	— —	26,67(60)	1,262
0,16БС41-25	— —	— —	1,444
0,16С41-26	— —	41,67(250)	1,935
0,16БС41-26	— —	— —	2,22
0,08С41-21	80	0,27(1,6)	0,063
0,8С41-22	— —	0,83(5)	0,115
0,8БС41-22	— —	— —	0,13
0,08БС41-23	— —	3,33(20)	0,380
0,08С41-25	— —	13,3	1,262
0,08БС41-25	— —	13,3(80)	1,444
0,08С41-25	— —	20,8(125)	1,935
0,08БС41-26	— —		2,22

Фільтри щільні тонкого очищення

Позначення по класифікатору верстатобудування	Умовний прохід, мм	Номинальна пропускна здатність		Номинальна тонкість фільтрації, мкм	Перепад тиску, МПа (кгс/см ²)		Номинальний тиск, МПа, кгс/см ²
		л/хв	$10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}$		номінальний	найбільший	
0,04Г41-51	16	8	1,3	40	0,2 (2,0)	1,0 (10)	16(160)
0,25Г41-51	— —	— —	— —	25	0,25 (2,5)		— —
0,04Г41-52	20	16	2,6	40	0,2 (2,0)		— —
0,025Г41-52	— —	— —	— —	25	0,25 (2,5)		— —
0,04Г41-53	— —	32	5,2	40	0,2 (2,0)		— —
0,025Г41-53	— —	— —	— —	25	0,25 (2,5)		— —
0,04Г41-54	— —	63	10,5	40	0,2 (2,0)		— —
0,025Г41-54	— —	— —	— —	25	0,25 (2,5)		— —